



Universidad  
Carlos III de Madrid

TRABAJO FINAL DE GRADO

# **SOBREALIMENTACIÓN DE UN MOTOR ALTERNATIVO DE IGNICIÓN FORZADA DE BAJA CILINDRADA. DOWNSIZING**

**AUTOR:** ALBERTO LÓPEZ CÁCERES

**TUTOR:** PEDRO ACISCLO RODRÍGUEZ AUMENTE

**TITULACIÓN:** GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS

LEGANÉS 06/2015

Este Trabajo Fin de Grado tiene un **propósito exclusivamente académico**, que se concreta en probar la capacidad de su autor para hacer aplicación y síntesis de los conceptos y técnicas aprendidos durante la realización de los estudios tendentes a la obtención del Título de Grado en Ingeniería Mecánica de acuerdo a los requisitos de la UC3M. Por dicho motivo, **no se autoriza su utilización** por personal ajeno a la realización del mismo, no haciéndose ni su autor ni su director o tutor, responsables de los daños y perjuicios directos o indirectos que pudiera ocasionar la aplicación de los conceptos, técnicas, metodologías y/o resultados en él contenidos.

A los que tienen una pasión,  
y son fieles a ella.

## **RESUMEN**

El sector automovilístico experimenta un ritmo de crecimiento y cambio frenético. Se trata de un mercado en continuo movimiento donde las nuevas tecnologías juegan un papel fundamental en su desarrollo y en su búsqueda incesante de reducir los costes de mantenimiento y combustible, así como las emisiones contaminantes, intentando obtener además el mejor rendimiento y potencia posibles.

En el presente Trabajo Final de Grado se abordarán estas cuestiones buscando una solución única. Para ello se ha optado por la adición de un grupo turbocompresor que ayude a alcanzar dichos objetivos sin necesidad de realizar ninguna modificación adicional. Por lo tanto se partirá de un motor de aspiración normal al que tras analizar su ciclo termodinámico, se le añadirá dicho grupo turbocompresor y obtener así unos nuevos rendimientos y potencias.

Durante el documento se abordarán los estudios previos realizados así como estudios adicionales necesarios ya que al sobrealimentar el motor se pueden presentar anomalías en la combustión, debido al cambio de actuaciones de éste.

Se finalizará con un capítulo focalizado a las futuras líneas de estudio que podrían complementar a este Trabajo Final de Grado, de modo que se refuercen las ideas presentadas en él, y presentar alternativas al mercado actual.

## **ABSTRACT**

The car sector experiences a huge rate of growth and frenetic change. This market is in continuous movement where state of the art technologies play a fundamental roll on its development. In its incessant hunt of reducing costs of maintenance and fuel, just like greenhouse gases, trying to obtain additionally better performance and power outputs.

The current project deals with these questions looking for an unitary solution. For so, it has been selected the addition of a turbocharged group, which helps to achieve those objectives, without the necessity of any other additional modification. Therefore, the study will start with an atmospheric engine which after analyzing its thermodynamic cycle, it will be joined to a turbocharged group in order to obtain better performances and power outputs.

Throughout the document it will deal with previous studies as well as additional necessary ones, since the addition of this turbo group may cause anomalies in the operation of the engine, in respond to these changes.

Finally, there will be a chapter focused on the future lines of study which could complement this project, in order to reinforce the ideas already presented, and to host alternatives to the current market.

## ÍNDICE

<b>CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN</b>	<b>14</b>
1.1 DESCRIPCIÓN DEL TRABAJO FIN DE GRADO	14
1.2 DECISIONES PREVIAS	15
1.3 CONCLUSIONES DEL ESTUDIO PREVIO	18
1.4 OBJETIVOS	18
1.5 ¿QUÉ ES EL DOWNSIZING Y CÓMO FUNCIONA?	19
1.6 ORÍGENES DE LA SOBREALIMENTACIÓN, ¿POR QUÉ SE UTILIZA ESTA TÉCNICA?	22
1.7 RESUMEN	23
 <b>CAPÍTULO 2: CÁLCULOS INICIALES</b>	 <b>24</b>
2.1 CÁLCULO DE PARÁMETROS GEOMÉTRICOS	27
2.1.1 CÁLCULO DE LA LONGITUD DE LA BIELA ADIMENSIONALIZADA POR LA CARRERA DEL PISTÓN	27
2.1.2 CÁLCULO DEL VOLUMEN DE LOS PUNTOS MUERTOS INFERIOR Y SUPERIOR	29
2.1.3 CÁLCULO DE LA ALTURA DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	30
2.1.4 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL ÉMBOLO A PLENA CARGA	30
2.1.5 CÁLCULO DEL VOLUMEN AL RETRASO AL CIERRE DE ADMISIÓN	31
2.1.6 CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN EFECTIVA	31
2.1.7 CÁLCULO DE LA CILINDRADA EFECTIVA	32
2.1.8 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE LLENADO	33
2.2 CÁLCULO DE FUNCIONES GEOMÉTRICAS	33
2.2.1 CÁLCULO DEL VOLUMEN INSTANTÁNEO DEL CILINDRO	33
2.2.2 CÁLCULO DE LA ALTURA INSTANTÁNEA DEL CILINDRO	34
2.2.3 CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN	35
2.2.4 CÁLCULO DEL ÁREA INSTANTÁNEA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CILINDRO	36

2.3 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DE LOS COMPONENTES DE LA MEZCLA	37
2.3.1 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE	37
2.3.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE	42
<b>CAPÍTULO 3: MODELO DE CICLO TERMODINÁMICO</b>	<b>45</b>
3.1 CICLO OTTO IDEAL	46
3.2 HIPÓTESIS REALIZADAS PARA LA MODELIZACIÓN DEL CICLO	49
3.2.1 HIPÓTESIS PARA EL BUCLE DE RENOVACIÓN DE LA CARGA	49
3.2.2 CONDICIONES E HIPÓTESIS PARA EL BUCLE DE ALTA PRESIÓN (RCA)	50
3.3 CÁLCULO DEL PUNTO DE INICIO DEL BUCLE DE ALTA PRESIÓN (RCA)	51
3.4 HIPÓTESIS TERMODINÁMICAS TOMADAS PARA EL BALANCE DE ENERGÍA	56
3.5 LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR PARA MOTORES DE IGNICIÓN FORZADA	59
3.5.1 FRACCIÓN DE MASA QUEMADA	60
3.5.2 LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR Y ÁNGULO OCUPADO POR LA COMBUSTIÓN	63
3.5.3 LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR: CALOR APORTADO POR LA COMBUSTIÓN	67
3.5.4 LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR: CALOR PERDIDO POR TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DEL CILINDRO	69
3.6 INTEGRACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA PARA DETERMINAR $P(\alpha)$	73
3.7 RESULTADOS DE LA MODELIZACIÓN DEL CICLO OTTO	75
3.7.1 LEY DE WIEBE DE LIBERACION DE CALOR, FRACCION DE MASA QUEMADA	75

3.7.2 LEY DE LIBERACION DE CALOR.	
CALOR APORTADO POR LA COMBUSTION	76
3.7.3 LEY DE LIBERACION DE CALOR. CALOR EVACUADO HACIA EL EXTERIOR DEL CILINDRO	77
3.7.4 INTEGRACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA PARA DETERMINAR $P(\alpha)$	78
3.8 ESTUDIOS A CARGAS PARCIALES	80
3.8.1 CARGA PARCIAL 50%	81
3.8.2 CARGA PARCIAL 25%	82
3.9 TRABAJOS POTENCIAS Y RENDIMIENTOS OBTENIDOS EN CICLO SIN SOBREALIMENTAR	83
3.9.1 TRABAJO Y POTENCIA A PLENA CARGA	83
3.9.2 TRABAJO Y POTENCIA A CARGAS PARCIALES	85
3.10 RENDIMIENTOS DEL MOTOR	86
<b>CAPÍTULO 4: ETAPA DE SOBREALIMENTACIÓN DEL MOTOR</b>	<b>87</b>
4.1 SOBREALIMENTACIÓN A PLENA CARGA	88
4.2 SOBREALIMENTACIÓN A CARGAS PARCIALES	90
4.2.1 CARGA PARCIAL 50%	91
4.2.2 CARGA PARCIAL 25%	93
4.3 RENDIMIENTO DEL MOTOR SOBREALIMENTADO	94
<b>CAPÍTULO 5: COMBUSTIÓN ANORMAL</b>	<b>96</b>
5.1 ENCENDIDO SUPERFICIAL	97
5.2 COMBUSTIÓN CON AUTOINFLAMACIÓN	97
5.3 CÁLCULO DEL AUTOENCENDIDO DE UNA MEZCLA	99
5.4 COMPROBACIÓN AUTOINFLAMACIÓN EN CICLO SIN SOBREALIMENTAR	103
5.5 COMPROBACIÓN AUTOINFLAMACIÓN EN CICLO SOBREALIMENTADO	104

5.5.1 PLENA CARGA	105
5.5.2 CARGAS PARCIALES	108
5.5.2.1 Carga parcial 50%	108
5.5.2.2 Carga parcial 25%	111
5.6 COMPARATIVA DE RENDIMIENTOS DEL MOTOR	114
 <b>CAPÍTULO 6: ELECCIÓN DEL GRUPO TURBOCOMPRESOR</b>	 <b>115</b>
6.1 ESTUDIO DE SELECCIÓN DEL GRUPO TURBOCOMPRESOR	116
6.2 SELECCIÓN DEL INTERCOOLER	120
 <b>CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE ESTUDIO</b>	 <b>124</b>
7.1 CONCLUSIONES	124
7.2 LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN	125
 <b>REFERENCIAS</b>	 <b>128</b>



## ÍNDICE DE FIGURAS

### CAPÍTULO 1:

Figura 1.1 Esquema de un motor sobrealimentado	20
Figura 1.2 Grupo Turbocompresor	20

### CAPÍTULO 2:

Figura 2.1 Motor AWY VW	24
Figura 2.2 Mapa de potencia y par motor	26
Figura 2.3 Movimiento del pistón	27
Figura 2.4 Volumen Cámara de Combustión en función del ángulo	34
Figura 2.5 Altura de la Cámara de Combustión en función del ángulo	35
Figura 2.6 Área instantánea de transferencia de calor	36
Figura 2.7 Cp a diferentes temperaturas	40
Figura 2.8 Cv a diferentes temperaturas	41
Figura 2.9 Relación de calores específicos	42

### CAPÍTULO 3:

Figura 3.1. Etapa de admisión ciclo Otto	46
Figura 3.2. Etapa de compresión ciclo Otto	47
Figura 3.3. Etapa de explosión ciclo Otto	47
Figura 3.4. Etapa de expansión ciclo Otto	48
Figura 3.5. Etapa de escape ciclo Otto	48
Figura 3.6 Ángulos característicos del ciclo termodinámico	49
Figura 3.7 Representación carga parcial ciclo de Otto	52
Figura 3.8 Temperaturas de los componentes del cilindro °C	72
Figura 3.9 Progresión fracción masa quemada	75
Figura 3.10 Progresión del calor aportado por la combustión	76
Figura 3.11 Derivada de la función del calor de combustión	76
Figura 3.12 Evolución del coeficiente de convección	77

Figura 3.13 Evolución de la derivada del coeficiente de convección	78
Figura 3.14 Evolución de la presión a lo largo del ciclo	79
Figura 3.15 Evolución de la temperatura a lo largo del ciclo	79
Figura 3.16 Evolución de la presión en relación al volumen	80
Figura 3.17 Evolución de la presión a carga parcial 50%	81
Figura 3.18 Evolución de la temperatura a carga parcial 50%	81
Figura 3.19 Evolución de la presión a carga parcial 25%	82
Figura 3.20 Evolución de la temperatura a carga parcial 25%	82

#### **CAPÍTULO 4:**

Figura 4.1 Comparativa de presiones del ciclo sobrealimentado/aspiración normal	89
Figura 4.2 Comparativa de temperaturas del ciclo sobrealimentado/aspiración normal	90
Figura 4.3 Comparativa de presiones del ciclo sobrealimentado/aspiración normal 50% de carga	92
Figura 4.4 Comparativa de presiones del ciclo sobrealimentado/aspiración normal 25% de carga	93

#### **CAPÍTULO 5:**

Figura 5.1 Anomalías en la presión en la presencia de autoinflamación	98
Figura 5.2 Alteraciones en la presión en la presencia de autoinflamación	98
Figura 5.3 Comparativa de presiones con modificación del adelanto al encendido	107
Figura 5.4 Comparativa a carga parcial 50% de las presiones tras modificación del adelanto al encendido	110
Figura 5.5 Comparativa a carga parcial 25% de las presiones tras modificación del adelanto al encendido	113

#### **CAPÍTULO 6:**

Figura 6.1 Grupo turbocompresor GT1241 Garrett	118
--	-----

Figura 6.2 Curvas de rendimiento compresor de GT1241 Garrett 119

Figura 6.3 Curva de rendimiento turbina GT1241 Garrett 120

## **CAPÍTULO 7:**

Figura 7.1 Relación del dosado con las emisiones 126

## ÍNDICE DE TABLAS

### **CAPÍTULO 2:**

Tabla 2.1 Ficha Técnica	25
-------------------------	----

### **CAPÍTULO 3:**

Tabla 3.1 Rendimientos del motor	86
----------------------------------	----

### **CAPÍTULO 4:**

Tabla 4.1 Datos de rendimiento tras la sobrealimentación	94
--	----

### **CAPÍTULO 5:**

Tabla 5.1 Parámetros para determinar presencia de autoinflamación	103
Tabla 5.2 Comprobación autoinflamación para plena carga	103
Tabla 5.3 Porcentaje de masa quemada a plena carga	104
Tabla 5.4 Comprobación autoinflamación para plena carga sobrealimentada	105
Tabla 5.5 Porcentaje de masa quemada a plena carga sobrealimentada	106
Tabla 5.6 Comprobación para la modificación a plena carga sobrealimentada	106
Tabla 5.7 Porcentaje de masa quemada a plena carga sobrealimentada con modificación	107
Tabla 5.8 Comprobación de autoinflamación a carga parcial 50%	109
Tabla 5.9 Porcentaje de masa quemada a carga parcial 50%	109
Tabla 5.10 Comprobación de autoinflamación a carga parcial 50% nueva configuración	109
Tabla 5.11 Porcentaje de masa quemada a carga parcial 50% nueva configuración	110
Tabla 5.12 Comprobación de autoinflamación a carga parcial 25%	111
Tabla 5.13 Porcentaje de masa quemada a carga parcial 25%	112
Tabla 5.14 Comprobación de autoinflamación a carga parcial 25% nueva configuración	112

Tabla 5.15 Porcentaje de masa quemada

a carga parcial 50% nueva configuración 112

Tabla 5.16 Tabla comparativa de rendimientos del motor antes y después de la sobrealimentación 114

# ***CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN***

## **1.1 Descripción del Trabajo Fin de Grado**

En este Trabajo Fin de Grado se realizará la sobrealimentación de un motor alternativo de ignición forzada, con el propósito de mejorar sus prestaciones así como reducir su consumo.

Todo esto se apoyará en la idea, de plantear como una futura línea de trabajo, la posibilidad de la inclusión de motores de ignición forzada sobrealimentados en el mercado, ya que hoy por hoy, es el motor diésel el que copa este sector del mercado.

Además, se pretende tener una reducción de combustible durante el proceso, así como buscar modos de reducir la emisión de contaminantes perjudiciales cada vez más no sólo para el efecto invernadero, si no para la salud humana. Sumado a lo anterior, se pretende obtener y mantener unas prestaciones de par motor y potencia, acorde con las exigencias que tiene el mercado, y a la utilización que tienen hoy los vehículos urbanos.

Dicho mantenimiento de prestaciones con un menor consumo, desembocarán en un aumento del rendimiento del motor, lo que se traducirá directamente en la buen funcionamiento de dicha técnica utilizada.

## 1.2 Decisiones previas

En este Trabajo Final de Grado, se tuvo en un principio que elegir entre un motor de combustión espontánea o diésel, o por otro lado, un motor de ignición forzada o gasolina.

Se va a ver cómo está el mercado actualmente respecto a ambos, y ver cómo evoluciona el mismo, ya que a largo plazo, los combustibles fósiles no parecen una opción viable para alimentar a los vehículos.

De acuerdo a una investigación realizada en Europa la cuota de mercado de automóviles con motores diésel disminuye constantemente. Concretamente en Francia la penetración de diésel ha decrecido, mientras que para 2008 representaba el 81% para este año ha caído al 65%.

Europa es el principal mercado de los autos diésel, este tipo de vehículos obtiene una ventaja del 54% sobre la gasolina.

Las consecuencias son claras, el mercado ha caído por lo que las inversiones de las empresas en el diésel ya no serán viables en pocos años, y no se venderán suficientes autos para que sean rentables [1].

Por otro lado, los motores diésel presentan un grave problema a la hora de eliminar los residuos causados por la combustión. Éstos, presentan un filtro de partículas (también conocido como filtro antipartículas) en el colector de los gases de escape, que atrapa las partículas en suspensión de mayor tamaño.

El filtro de partículas es una trampa para las partículas sólidas en suspensión que hay en los gases de escape, el hollín o carbonilla, humo negro que en ocasiones es perfectamente visible. Se quedan retenidas en una especie de panal de cerámica porosa de muy finos conductos que hace de tapiz. Estas partículas irán acumulándose y saturando (taponando) esos conductos, y finalmente el filtro.

Para evitar que el filtro se sature tanto que se obture el escape, y por tanto el motor no pueda "respirar", cada cierto tiempo se tiene que regenerar. Esto es en pocas palabras quemar las partículas exponiéndolas a una alta temperatura, por lo que se limpia el filtro. Ese quemado implica la oxidación de las mismas, transformándolas en gases no perjudiciales para la salud.

El filtro denota la saturación del mismo mediante un sensor, que indica que la presión del filtro ha subido, y por lo tanto se ha saturado. En ese momento empezaría la regeneración del mismo.

Para la regeneración el motor tiene que subir la temperatura de los gases de escape para que se quemen las partículas, y para ello la gestión electrónica suele inyectar además algo más de gasóleo a la cámara, a modo de post-inyecciones, para que se incendie en el escape.

La regeneración necesita un tiempo, del orden de unos 15 a 20 minutos, en los que el motor no se debe parar y a la vez es necesario que gire a un régimen no demasiado bajo, al menos por encima de las 2.000 o 2.500 rpm, para favorecer la alta temperatura en los gases de escape. Durante la regeneración el consumo de gasóleo sube del orden de un 10 a un 15%.

El problema que le surge a un coche diésel con filtro de partículas, es que no se pueda hacer la regeneración cuando el sistema electrónico entiende que debe hacerse e intenta hacerla. Esto sucede cuando el motor funciona en frío, cuando lo hace a un régimen de giro muy bajo o cuando se apaga con frecuencia sin que dé tiempo a completarse la regeneración.

Esto suele ocurrir cuando se utiliza el coche para ciudad, es decir, trayectos en su mayoría cortos. En ellos el motor no llega a calentarse y es imposible iniciar esa regeneración. Los motores con el sistema Start&Stop sufren este fenómeno en mayor grado. A raíz de esto el motor empieza a quemar más gasoil de cara a subir la temperatura de los gases de salida del motor.

Además, cuando se va por ciudad estas partículas tienden a quedarse con mayor asiduidad, estancadas en el filtro, ya que se crean mezclas muy pobres que no llegan a quemar de una manera eficiente la mezcla. Por ello, la regeneración se deberá hacer con una frecuencia mayor, lo que sumado a lo anterior agrava más la situación [2].

Por otro lado, estas partículas que son mencionadas, han sido catalogadas como agentes carcinógenos por la Agencia internacional para la investigación sobre el cáncer (perteneciente a la OMS). Una exposición a ellas está directamente relacionado con una mayor probabilidad de sufrir cáncer de pulmón.

Esto viene provocado ya que la combustión del gasóleo es incompleta en cierta medida. Es por tanto, muy probable que se expulsen dichas partículas en suspensión más óxidos de nitrógeno.

A día de hoy los turismos con motor diésel deben cumplir la norma europea sobre emisiones Euro 5, que entre otras cosas por fin obliga a llevar un filtro de partículas en el sistema de escape, que reduce drásticamente la cantidad de estas que se emiten al aire (hasta un 98-99%).



El problema del filtro de partículas es que se le pueden escapar todavía las más pequeñas, las micro partículas PM 2.5, que además son las más perjudiciales para la salud. Algo más exigente aún es la norma Euro 6 que entrará en vigor en 2015, que impone unos límites para óxidos de nitrógeno y partículas casi idénticos a los de los coches con motor de gasolina [3].

### Carbono Negro

El carbono negro es un contaminante de vida corta pero muy potente. Éste representa el 60% de las partículas provenientes de los vehículos, y se produce principalmente en los motores diésel. Estos motores diésel representan el 95% de las partículas existentes de carbón negro.

Asimismo, un estudio reciente publicado en el Journal of Geophysical Research, indica que el carbono negro es el segundo contaminante proveniente de actividades humanas que más contribuye al cambio climático [4].

### NO<sub>2</sub>

El NO<sub>2</sub> presente en el aire de las ciudades proviene en su mayor parte de la oxidación del monóxido de nitrógeno, NO, cuya fuente principal son las emisiones provocadas por los automóviles, sobre todo los diésel.

### Mortalidad

Cerca de 100.000 europeos mueren cada año a causa de cáncer ocupacional, principalmente por amianto, emisiones de motores diésel, sílice cristalina y un pequeño número de otras sustancias o mezclas. En concreto, los motores diésel producen seis veces más partículas que un motor de gasolina [5].

### 1.3 Conclusiones del estudio previo

Finalmente, se resumen los aspectos más importantes por los que se consideró de mayor necesidad, el hecho de investigar con un motor de gasolina frente a un motor diésel:

- Los motores diésel emiten más micro partículas de hollín y  $\text{NO}_2$  que los motores de gasolina.
- Diferentes gobiernos persiguen la disminución en gran medida de los coches diésel de las grandes ciudades.
- Gran número de muertes relacionadas con las partículas que quedan en suspensión de los coches diésel.
- Las partículas diésel han sido catalogadas como agentes carcinógenos.
- Los filtros de partículas de los coches diésel se ha visto que no son una solución totalmente eficaz.
- Los coches diésel ya no son tan rentables como antes. Gran necesidad de hacer una cantidad de kilómetros enorme a lo largo del año para suplir la diferencia con la gasolina.

### 1.4 Objetivos

Una vez se ha decidido el tipo de motor a utilizar en este Trabajo Final de Grado, se deberán marcar una serie de objetivos a cumplir en la realización del mismo:

- Aumento de potencia de un motor de baja cilindrada, tras la adición de un grupo turbocompresor. Downsizing.
- Estudio a diferentes cargas del motor: plena carga, carga parcial 50% y 25%.
- Estudio adicional de un adelanto al encendido adecuado. Se prevén problemas de autoignición de la mezcla una vez sobrealimentado el motor.
- Ofrecer los motores de ignición forzada como una alternativa al motor diésel, y comprobar que es factible la adición de un grupo turbocompresor en ellos.
- Evitar los problemas de contaminación promovidos por las partículas sólidas creadas por los motores de ignición espontánea.
- Aumento del rendimiento del motor a diferentes cargas.

## 1.5 ¿Qué es el downsizing y cómo funciona?

Un resumen escueto y preciso del downsizing sería el siguiente: “Una búsqueda de reducción de tamaño y cilindrada del motor, así como la reducción de la emisión de gases contaminantes, a través de la incorporación al bloque motor de un grupo turboalimentado que disminuya el consumo y mantenga o mejore la potencia del mismo”.

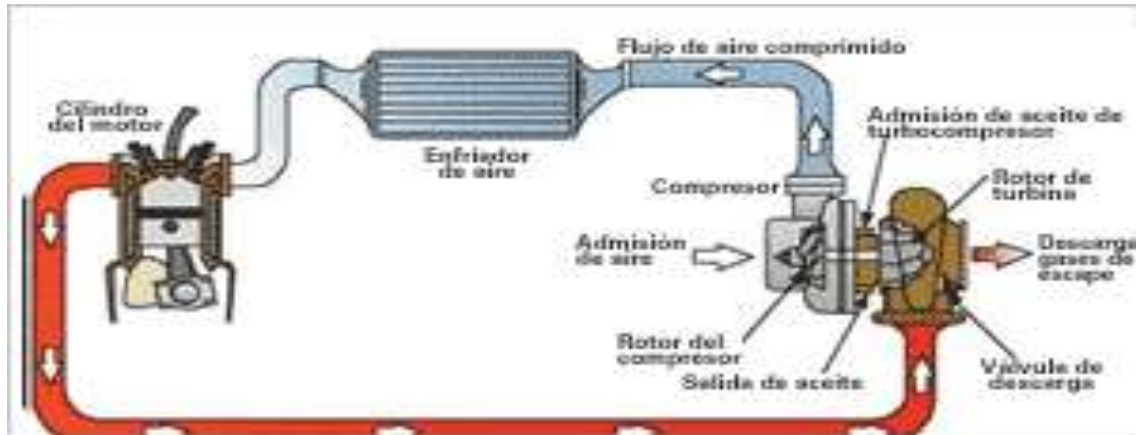
Su principal objetivo por tanto, radica en el hecho de una reducción del consumo de combustible en el vehículo así como la reducción de gases contaminantes a la atmósfera, centrándose principalmente este proyecto en un motor de ignición forzada, o más comúnmente conocido como, motor de gasolina.

El objetivo del “Downsizing”, conseguir un rendimiento equiparable a un motor convencional 400 o 500c.c mayor, con un consumo aproximado de hasta un 50% inferior y por consiguiente también menor contaminación de CO<sub>2</sub>, ya que los otros contaminantes se verían reducidos con técnicas como mezcla pobre no homogénea; motores de inyección directa para evitar pérdidas de combustible; materiales más ligeros; mejor lubricación; la gestión activa de cilindros desarrollada por el Grupo Volkswagen utilizada desde el utilitario Polo a un Lamborghini Aventador, para la desconexión selectiva de cilindros en situación de marcha constante; depósitos adicionales que recogen los vapores de gasolina, que perderían normalmente; distribuciones variables y accionamiento de válvulas en el momento preciso para un mejor llenado de los cilindros; turbos de última generación para forzar todavía más el llenado y aumentar la relación de compresión y el par motor desde bajas revoluciones, que además posibilita la incorporación de una transmisión de seis velocidades y un funcionamiento a un menor régimen de revoluciones de motor. A todo esto se le suma una buena gestión electrónica [6].

Por lo general, esta práctica es muy regular en motores de ignición espontánea o motores diésel, logrando un gran par motor así como potencia. Esto es así, dado que el downsizing obliga al motor a soportar unos cambios drásticos en la etapa del ciclo termodinámico, que se lleva a cabo dentro del cilindro, principalmente en la relación de compresiones del motor, es decir, en la diferencia entre presión máxima y mínima alcanzada en dentro del cilindro. La razón o diferencia respecto a motores de ignición forzada, radica en la pronta combustión del combustible inyectado en el cilindro, de un modo incorrecto y que podría dañar al motor, técnicamente conocida como auto ignición o explosión de la mezcla. Ésta, viene provocada por las propiedades del combustible, más concretamente por los octanos de la gasolina.

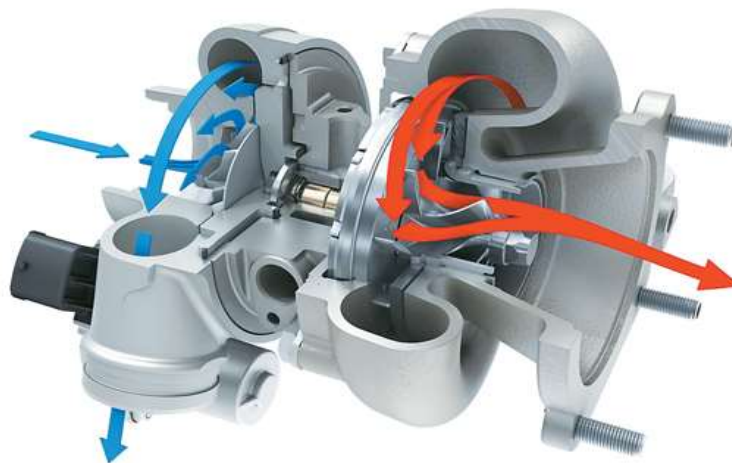
Otras cualidades comunes de la auto ignición podrían radicar en puntos calientes latentes en el cilindro, provenientes de la combustión anterior dentro de él, o los gases residuales que quedan atrapados dentro del cilindro también adjuntos al ciclo anterior.

Para describir el cómo y la manera de conseguir esto exactamente, se usará de apoyo la Figura 1.1, de modo que facilite el entendimiento de lo anteriormente mencionado.



[11] Figura 1.1 Esquema de un motor sobrealimentado

Se empezará desde la salida de los gases del cilindro. Como se aprecia en la figura, los gases que salen de la cámara de combustión están señalados con el color rojo, resaltando la alta temperatura con la que salen de ésta. Mediante un conjunto de tubos, los gases recorrerán un circuito hermético, sin tener contacto con la atmósfera antes de ser expulsados, una vez han traspasado su energía a la turbina del grupo turbocompresor. La siguiente etapa que se presenta, es la más crucial y en donde radica el downsizing. El grupo turbocompresor Figura 1.2.



[10] Figura 1.2 Grupo Turbocompresor

Como se aprecia en la figura, se pueden diferenciar principalmente dos partes: una turbina (rojo) y un compresor (azul), creando ambos componentes el grupo turbocompresor.

Una vez los gases de la combustión generada dentro del cilindro salen de éste, llegan a la turbina, transmitiendo a la misma una energía que hará rotar los álabes que contiene en su interior y proporcionando un movimiento rotatorio al eje que une la turbina con el compresor. Una vez los gases proporcionan dicha energía abandonan la turbina para más tarde ser expulsados al exterior.

Como ya se ha mencionado, la energía cinética contenida en los gases se transforma en un movimiento de rotación en el compresor a través del eje que mantiene unido el grupo turbocompresor.

El compresor a su vez, aprovecha esta energía para comprimir un aire frío proveniente de la atmósfera y así aumentar la presión de éste, para más tarde inyectarlo al interior del cilindro en la etapa de admisión.

Aquí aparece un problema característico de la compresión del aire, y es su aumento de la temperatura, por ello, necesitaremos enfriar dicho flujo de aire antes de inyectarlo al cilindro, lo que dará una mayor densidad y por tanto, una mejor eficiencia a la hora de inyectar aire en el cilindro. Esto se explicará con mayor precisión en el capítulo 6.

El elemento encargado de dicho enfriamiento es conocido como enfriador del aire, intercambiador de calor o, más comúnmente, “intercooler”. La principal función de dicho elemento se basa en un intercambio de calor, ya bien sea por líquido o aire, con el aire que circula por el circuito del grupo turbocompresor, enfriándolo de nuevo, y aumentando su densidad una vez más, lo que lleva a una mayor cantidad de aire pero sin modificar el volumen del mismo.

Una vez se cumple este enfriamiento, a los gases solo les queda volver de nuevo al cilindro, esta vez como aire de admisión. La principal diferencia entre esta forma de admitir aire en el interior del cilindro y la conocida como atmosférica (tomar aire de admisión directamente desde la atmósfera), radica en la temperatura y densidad el aire que entra en ambos casos. Siendo mayor densidad y ligera mayor temperatura para el caso del grupo turbocompresor, ya que el aire al ser comprimido aumenta su temperatura.

## **1.6 Orígenes de la sobrealimentación, ¿por qué se empieza a utilizar esta técnica?**

La sobrealimentación de motores de combustión interna alternativos consiste en el aumento de la densidad del aire de admisión por medio de un aumento de la presión. El aumento de la presión en el colector de admisión se consigue mediante un compresor. El aumento de la densidad a la entrada del motor permite aumentar el gasto másico de aire, o de mezcla, para una cilindrada y un rendimiento volumétrico determinados así como la potencia producida.

La sobrealimentación es casi tan antigua como los MCIAs. Gottlieb Daimler en 1885 depositó una patente en la que advierte del beneficio de la compresión previa de la carga, mediante una bomba similar a la bomba de barrido de los motores de dos tiempos. También Rudolf Diésel consideró ya en 1896 los beneficios de la sobrealimentación en los motores que llevan su nombre y para ello instaló un compresor alternativo. A pesar de que el motor sobrealimentado consiguió aumentar la potencia con respecto al motor atmosférico, se redujo el rendimiento térmico del motor, probablemente por estar directamente acoplado al compresor.

El impulsor de la sobrealimentación con turbina de escape fue el ingeniero de la empresa suiza Sulzer Brothers, Alfred Büchi. En 1905 propuso una patente de un motor sobrealimentado con un turbocompresor axial accionado con una turbina movida por los gases de escape. El motor, el compresor y la turbina estaban montados sobre el mismo eje. Más tarde, el propio Büchi patentó el sistema de sobrealimentación con turbocompresor y turbina montados en un eje diferente al del motor.

La aplicación de la sobrealimentación fue especialmente importante en el campo aeronáutico. Efectivamente, los motores de avión, que a principios de siglo era alternativos, sufrían una pérdida de potencia por la disminución de la densidad del aire en altura, ya que a 5 km la densidad se reduce un 40%, y a 10 km un 67%. En un principio esto fue compensado aumentando fuertemente la cilindrada, pero más tarde la sobrealimentación se extendió en este campo durante los años treinta del siglo pasado [7].

## 1.7 Resumen

El downsizing es una técnica que se sirve de un grupo turbocompresor para aumentar, mediante la energía contenida en los gases de escape y con la ayuda de una turbina y compresor, la presión y la densidad de los gases que actuarán en el siguiente ciclo de trabajo dentro del cilindro, proporcionando más potencia con un consumo reducido del combustible así como una menor cilindrada necesaria para adquirir dicha potencia. Todo esto se estudiará en total profundidad en el capítulo 4.

Un ejemplo claro del trabajo que se tratará en este Trabajo Final de Grado, es el motor EcoBoost desarrollado por Ford.

Dicho motor ha logrado mejorar los consumos hasta en un 20% y reducir los gases de efecto invernadero hasta en un 15%. Con motores con una cilindrada no superior a 1000 cc, se han llegado a alcanzar potencias cercanas a los 120 caballos de vapor, lo que hace unos años atrás era impensable con un motor de dicha cilindrada. Esto es debido a la introducción de un grupo sobrealimentado al motor de ignición forzada.

Otros ejemplos destacados han sido:

El nuevo motor de Mazda de 1.3L con la mayor relación de compresión de su categoría 14:1 y un consumo de 3,3L/100km; Los motores TSI del grupo Volkswagen, 1.2L de 122CV o 1.4L de 140, 160 y 170CV; El grupo Fiat con los sistemas Multi Air y el Twin Air de dos cilindros con un 30% menos de emisiones de CO<sub>2</sub> y un rendimiento de entre 65 a 105CV; el nuevo 3 cilindros 1.2L VTI PSA que montan Peugeot-Citroën 21 kg más ligero en relación a una unidad de 4 cilindros de potencia equivalente, mientras que su consumo y sus emisiones son un 25% inferiores [6].

## ***CAPÍTULO 2:*** ***CÁLCULOS INICIALES***

Los datos contenidos en la tabla 2.1 “Ficha técnica” y Figura 2.2 “Mapa de potencia y par motor” se han conseguido a través de los datos técnicos proporcionados por el fabricante en la bibliografía. Así mismo, en la Figura 2.1 se puede observar el motor en cuestión.



El motor de gasolina de 3 cilindros, 1,2litros/40kW  
con tecnología de 2 válvulas

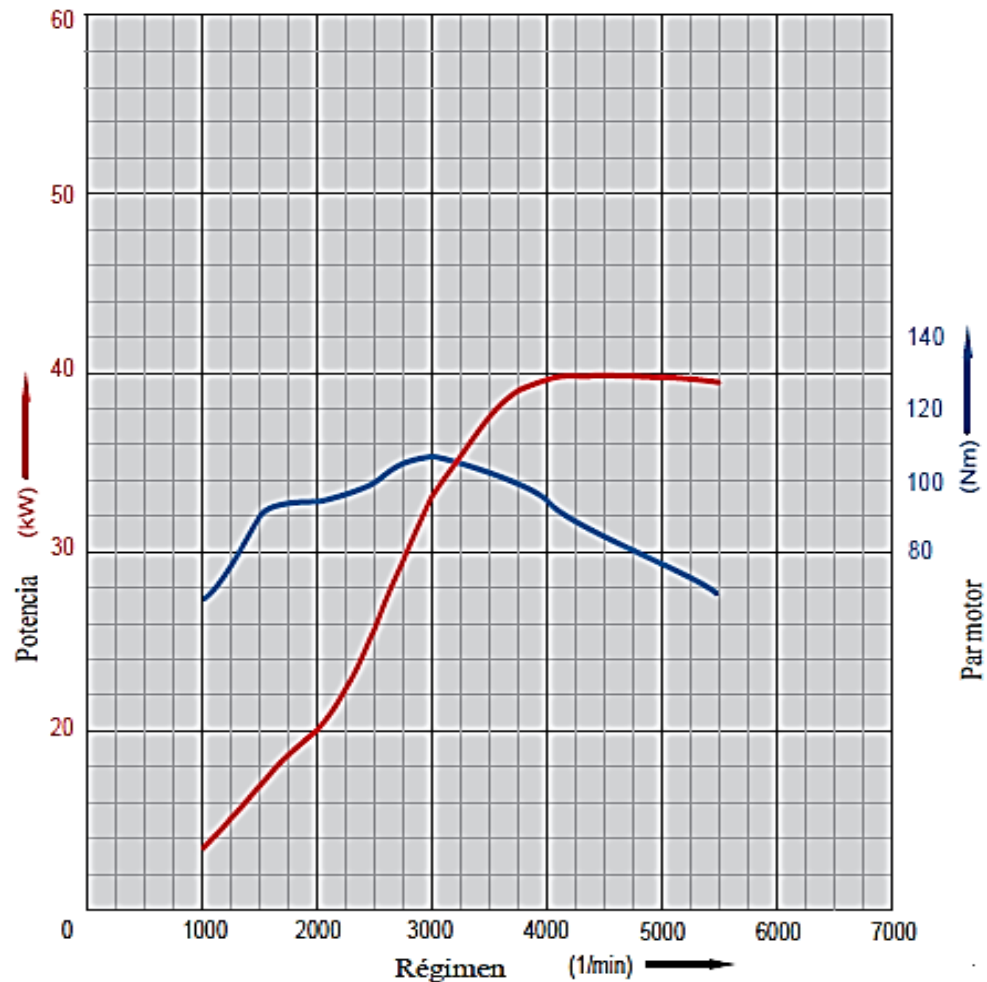
**[9] Figura 2.1** Motor AWY VW



Motor-Kennbuchstaben	AWY
Cilindrada	1198
Arquitectura	3 cilindros en línea
Válvulas por cilindro	2
Diámetro	76,5 mm
Carrera	86,9 mm
Relación de compresión	10,3 : 1
Potencia máxima	40 kW a 4.750 1/min
Par máximo	106 Nm a 3.000 1/min
Gestión del motor	Simos 3PD
Combustible	Súper sin plomo 95 octanos (normal sin plomo 91 octanos, pero aceptando una pérdida de potencia)
Descontaminación de emisiones de escape	Catalizador de 3 vías con regulación lambda
Normativa de contaminación	EU4

[9] Tabla 2.1 Ficha Técnica

### Curvas de potencia y par del motor 1.2L 6V

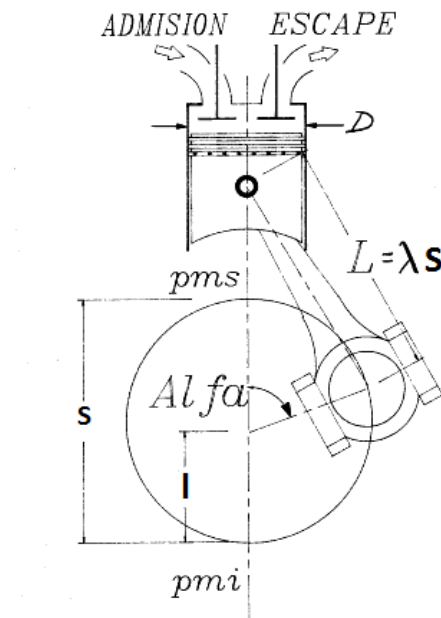


[9] Figura 2.2 Mapa de potencia y par motor

A consecuencia de dicha información, se ha conseguido desarrollar un modelo de ciclo capaz de predecir el valor “instantáneo” de los parámetros del motor: presión y temperatura en el cilindro, transferencia de calor, desarrollo de la combustión, calor emitido por la misma (como datos principales), en función de la posición angular de la muñequilla del cigüeñal. Sólo de esa manera se podrá abordar con el suficiente detalle la evolución de la combustión, de notables connotaciones sobre las prestaciones del motor.

## 2.1 CÁLCULO DE PARÁMETROS GEOMÉTRICOS

### 2.1.1 CÁLCULO DE LA LONGITUD DE LA BIELA ADIMENSIONALIZADA POR LA CARRERA DEL PISTÓN



[12] Figura 2.3 Movimiento del pistón

Para este cálculo será necesario conocer tanto la longitud de la carrera (S), como la distancia existente entre los centros de la biela (L) y la manivela (l), que será la distancia entre el muñón y la muñequilla, como se puede apreciar en la Figura 2.3. El pistón se mueve entre posiciones extremas, PMI y PMS, punto muerto inferior y punto muerto superior respectivamente. La carrera es la distancia entre estos dos puntos citados. Su valor viene dado por:

$$S = 2l$$

[7] Ec. 2.1

Donde:

S = Longitud de la carrera [m].

l = Longitud de la manivela [m].

Por lo que podremos obtener el valor de la manivela:

$$l = 4.345 \text{ cm}$$

El cálculo anterior será de utilidad para conocer la longitud entre nuestros centros de biela, dada por:

$$L = S + l$$

[7] Ec. 2.2

Donde:

L = Longitud entre centros de biela [m].

S = Carrera del pistón [m].

l = Longitud de la manivela [m].

Siendo:

$$L = 13.035 \text{ cm}$$

Dado que la manivela es la encargada de transmitir el par al cigüeñal junto con la biela, se buscará siempre una longitud lo más corta posible para disminuir las pérdidas mecánicas debido al descenso de la velocidad del pistón, manteniendo el diámetro de giro del cigüeñal fijo. A su vez, una disminución de la longitud permitirá tener una menor altura del motor, sin embargo, ha de estar dentro de unos valores para que la falda del pistón y el cigüeñal no creen contacto, siendo la restricción la siguiente:

$$1/2,5 > \lambda > 1/5$$

Siendo  $\lambda$ :

$$\lambda = \frac{L}{S}$$

[7] Ec. 2.3

Donde:

$\lambda$  = Valor adimensionalizado de la longitud de la biela [m].

L = Longitud entre centros de biela [m].

S = Carrera del pistón [m].

Siendo:

$$\lambda = 1.5$$

### 2.1.2 CÁLCULO DEL VOLUMEN DE LOS PUNTOS MUERTOS INFERIOR Y SUPERIOR

Dichos volúmenes serán los correspondientes a los puntos donde habrá el máximo y el mínimo volumen dentro del cilindro durante el ciclo de carga. Como ya se los denominó en la Sección 2.1.1, serán los correspondientes a  $V_{PMS}$  y  $V_{PMI}$ .

Se ha utilizado la relación existente entre la cilindrada unitaria y la relación de compresión del motor para hallar dichos parámetros, mediante el sistema de ecuaciones siguiente:

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q}{4} &= q = V_{PMS} - V_{PMI} \\ r &= V_{PMI}/V_{PMS} \end{aligned} \right\} \quad [13] \text{ Ec. 2.4}$$

Donde:

$r$  = Relación de compresión del motor.

$Q$  = Cilindrada total del motor [ $\text{m}^3$ ].

$q$  = Cilindrada unitaria del motor [ $\text{m}^3$ ].

$r$  = Relación de compresión del motor [ $\text{m}^3$ ].

$V_{PMI}$  = Volumen del punto muerto inferior [ $\text{m}^3$ ].

$V_{PMS}$  = Volumen del punto muerto superior [ $\text{m}^3$ ].

Obteniendo:

$$V_{PMI} = 442,36 \text{ cm}^3$$

$$V_{PMS} = 42,938 \text{ cm}^3$$

Se podría pensar que en el punto muerto superior  $V_{PMS}$ , el volumen debería ser cero. Pero esto no puede ser así, ya que ese mismo volumen es el que resta en el cilindro para que se produzca la combustión, es decir, será el volumen ocupado por la mezcla aire combustible antes de que se produzca la combustión, de ahí el nombre de dicho volumen también llamado, volumen de la cámara de combustión  $V_{CC}$ .

Por lo tanto:

$$V_{cc} = 42,938 \text{ cm}^3$$

### 2.1.3 CÁLCULO DE LA ALTURA DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

El cálculo de la altura de la cámara de combustión vendrá a partir del valor del volumen de la misma y el diámetro del pistón, siendo así la relación:

$$h_{cc} = \frac{V_{cc}}{\pi \cdot D^2} \cdot \frac{1}{4}$$

[13] Ec. 2.5

Donde:

$h_{cc}$  = Altura de la cámara de combustión [m].

$V_{cc}$  = Volumen de la cámara de combustión [m<sup>3</sup>].

$D$  = Diámetro del cilindro [m].

Por lo tanto:

$$h_{cc} = 0,009341 \text{ m}$$

### 2.1.4 CÁLCULO DE LA VELOCIDAD DEL ÉMBOLO A PLENA CARGA

Esta velocidad lineal viene dada por la velocidad a la que esté girando el cigüeñal del motor, o régimen de giro. A plena carga, alcanzará su máximo valor, dado por la siguiente expresión:

$$U_m = \frac{n \cdot S}{30}$$

[7] Ec. 2.6

Donde:

$U_m$  = Velocidad lineal émbolo [m/s].

$N$  = Número de revoluciones a las que gira el cigüeñal [rpm].

$S$  = Longitud de la carrera del émbolo [m].

Por lo tanto:

$$U_m = 13,76 \text{ m/s}$$

### 2.1.5 CÁLCULO DEL VOLUMEN AL RETRASO DEL CIERRE DE ADMISIÓN

Este volumen viene dado por el exceso de aire y combustible que es capaz de introducirse al cilindro mientras está la válvula de admisión abierta tras el paso del émbolo por el punto muerto inferior. Es decir, se sigue inyectando mezcla de aire y combustible mientras el cilindro está ascendiendo hacia el punto muerto superior.

El volumen en cualquier ángulo de giro del cigüeñal viene dado por la expresión siguiente:

$$V(\alpha) = V_{pms} + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[ \lambda \cdot L + \frac{L}{2} - \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right) - \sqrt{(\lambda \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right)\right)^2} \right]$$

[13] Ec. 2.7

Donde:

$V_{pms}$  = Volumen en el punto muerto superior [ $m^3$ ].

$\lambda$  = Valor adimensionalizado de la longitud de la biela [m].

$L = S$  = Longitud de la carrera del émbolo [m].

$\alpha$  = Ángulo del cigüeñal en cualquier instante [0,720] [grados].

$V(\alpha)$  = Volumen del cilindro en cualquier instante [ $m^3$ ].

Por lo tanto sustituyendo los valores y dándole un valor a  $\alpha = 64^\circ$  (ángulo en el cual se cierra la válvula de admisión) se obtendrá el volumen del retraso al cierre de la admisión:

$$V_{RCA} = 357,72 \text{ cm}^3$$

### 2.1.6 CÁLCULO DE LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN EFECTIVA

Como se explicó en la Sección 2.1.5 al existir un retraso en el cierre de la admisión, no es hasta ese momento donde se empieza a producir la compresión de la mezcla de aire y combustible contenida dentro del cilindro, por lo tanto la relación de compresión efectiva no vendrá dada por el cociente entre los volúmenes en los puntos superior e inferior del cilindro.

La diferencia entre la relación de compresión geométrica y efectiva se halla en que una coge el momento donde todos los reactivos de la mezcla están contenidos dentro del cilindro, y la primera el momento donde el volumen del cilindro empieza a disminuir.

Con todo esto, la relación de compresión efectiva quedaría:

$$r_c = \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}}$$

[13] Ec. 2.8

Donde:

$r_c$  = Relación de compresión efectiva.

$V_{PMS}$  = Volumen en el punto muerto superior [ $m^3$ ].

$V_{RCA}$  = Volumen en el punto de retraso al cierre de la admisión [ $m^3$ ].

Obteniendo:

$$r_c = 8,33$$

### 2.1.7 CÁLCULO DE LA CILINDRADA EFECTIVA

Dicha cilindrada vendrá impuesta o dependerá del ángulo de retraso al cierre de la admisión. Esto es así, dado que se define la cilindrada efectiva como la diferencia de volumen existente entre el volumen al cierre de la admisión  $V_{RCA}$  y el volumen de la cámara de combustión  $V_{CC}$ .

Explicado de otro modo, será el verdadero volumen que ocupa la mezcla aire y gasolina dentro del cilindro en el exacto instante antes de ser comprimida. Quedando como:

$$q' = V_{RCA} - V_{CC}$$

[13] Ec. 2.9

Donde:

$q'$  = Cilindrada efectiva [ $m^3$ ].

$V_{RCA}$  = Volumen en el punto de retraso al cierre de la admisión [ $m^3$ ].

$V_{CC}$  = Volumen de la cámara de combustión [ $m^3$ ].

Obteniendo:

$$q' = 314,79 \text{ cm}^3$$



### 2.1.8 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE LLENADO

Dicho parámetro identifica cuan bien se está aprovechando el volumen disponible dentro del cilindro para realizar el ciclo termodinámico o de carga, por ello, relaciona dos magnitudes de la misma familia, es decir, la relación que habrá entre la cilindrada unitaria y la cilindrada efectiva del cilindro.

Dicho resultado será un valor igual o menor a la unidad, del siguiente modo:

$$a = \frac{q'}{q}$$

[13] Ec. 2.10

Donde:

a = Coeficiente de llenado.

q' = Cilindrada unitaria efectiva del motor [m<sup>3</sup>].

q = Cilindrada del motor unitaria [m<sup>3</sup>].

Obteniendo:

$$a = 0,79$$

## 2.2 CÁLCULO DE FUNCIONES GEOMÉTRICAS

### 2.2.1 CÁLCULO DEL VOLUMEN INSTANTÁNEO DEL CILINDRO

Este cálculo viene precedido por la ya utilizada Ecuación 2.8 que se vió anteriormente en la Sección 2.1.5, que se utilizó para hallar el volumen del cilindro en un instante determinado. Efectivamente esta función geométrica sirve para saber cuál es el volumen instantáneo relacionado con cualquier ángulo de giro del cigüeñal, presentándose este mediante la siguiente ecuación:

$$V(\alpha) = V_{pms} + \frac{\pi \cdot D^2}{4} \left[ \lambda \cdot L + \frac{L}{2} - \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right) - \sqrt{(\lambda \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right)\right)^2} \right]$$

[13] Ec. 2.7

Donde:

V(α) = Volumen del cilindro en cualquier instante [m<sup>3</sup>].

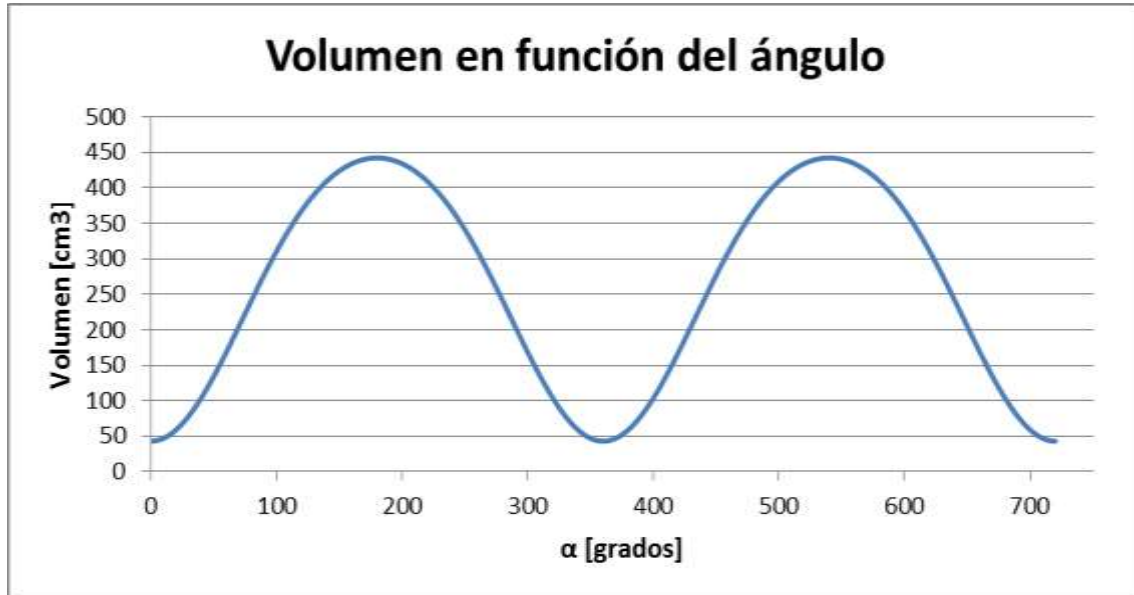
V<sub>PMS</sub> = Volumen en el punto muerto superior [m<sup>3</sup>].

λ = Valor adimensionalizado de la longitud de la biela [m].

$L = S$  = Longitud de la carrera del émbolo [m].

$\alpha$  = Ángulo del cigüeñal en cualquier instante [0,720] [grados].

Quedando la función acotada entre 0 y 720 grados como:



[9] Figura 2.4 Volumen Cámara de Combustión en función del ángulo

### 2.2.2 CÁLCULO DE LA ALTURA INSTANTÁNEA DEL CILINDRO

Dicha altura vendrá definida como la distancia existente entre la base del pistón y el punto más elevado del cilindro. Un dato que arrojará la correcta ejecución del cálculo, será que el punto donde es mínima esta altura coincida con la altura de la cámara de combustión, así como el máximo en el punto muerto inferior.

Dicho cálculo como el anteriormente hallado en la Sección 2.2.1, será dependiente del ángulo de giro en cada instante descrito por el cigüeñal, quedando la expresión de la manera siguiente:

$$y(\alpha) = h_{cc} + \lambda \cdot L + \frac{L}{2} - \frac{L}{2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right) - \sqrt{(\lambda \cdot L)^2 - \left(\frac{L}{2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180}\right)\right)^2}$$

[13] Ec. 2.11

Donde:

$h_{cc}$  = Altura de la cámara de combustión [m].

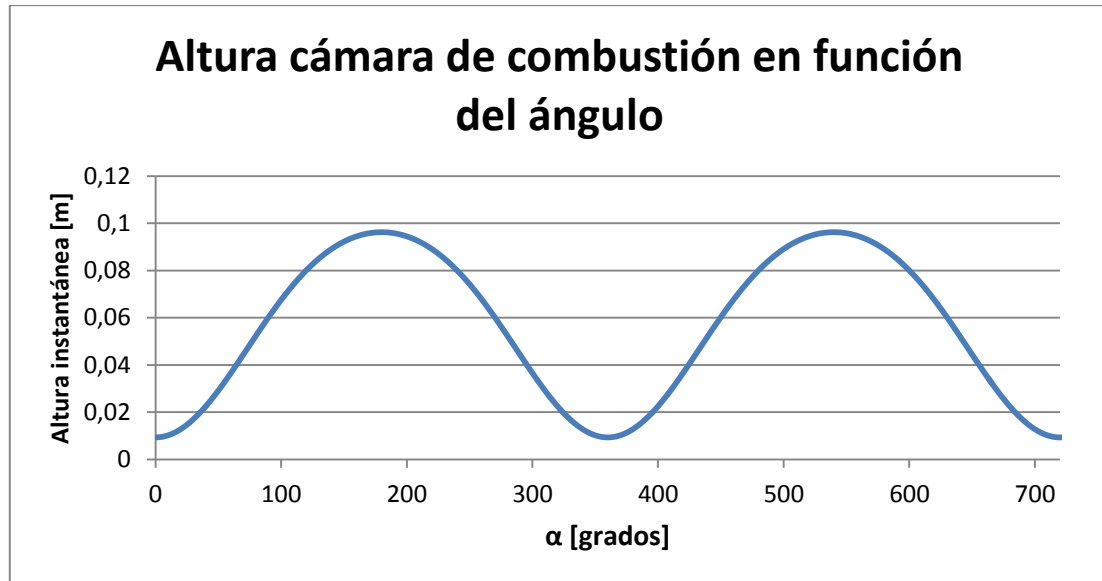
$L = S$  = Carrera del cilindro [m].

$y(\alpha)$  = Altura instantánea del cilindro [m].

$\lambda$  = Relación entre centros de biela.

$\alpha$  = Ángulo del cigüeñal en cualquier instante [0,720] [grados].

Quedando la función acotada entre 0 y 720 grados como:



[9] Figura 2.5 Altura de la Cámara de Combustión en función del ángulo

### 2.2.3 CÁLCULO DE LA SUPERFICIE DE LA CÁMARA DE COMBUSTIÓN

Mediante la altura de la cámara de combustión hallada en la Sección 2.2.2, y conociendo los valores geométricos del cilindro, se puede calcular el área que tocaría con la mezcla combustible aire en el punto muerto superior, lo que se corresponde con la superficie de la cámara de combustión, de la siguiente manera:

$$A_{cc} = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot h_{cc} + \pi \cdot R^2 \cdot 2$$

[13] Ec. 2.12

Donde:

$A_{cc}$  = Superficie de la cámara de combustión [m<sup>2</sup>].

$R$  = Radio del cilindro [m].

$h_{cc}$  = Altura de la cámara de combustión [m].

Sustituyendo:

$$A_{cc} = 0,0022 \text{ m}^2$$

## 2.2.4 CÁLCULO DEL ÁREA INSTANTÁNEA DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CILINDRO

Más adelante, una vez se esté analizando el ciclo termodinámico en sí, este apartado será fundamental, ya que es importante el aspecto del calor que se pierde a través de las superficies. Puesto que intervendrá en un balance del calor dentro del cilindro junto con el calor desprendido de la combustión, así como una modificación de la temperatura, dada por la pérdida de calor mediante convección que provocará esta superficie en contacto con el exterior del motor.

Al igual que en anteriores secciones, esta área depende de la posición del pistón en cada instante, por tanto del giro del cigüeñal. Esta área variará a lo largo del ciclo termodinámico de la siguiente manera:

$$A_h(\alpha) = A_{cc} + \pi D \frac{l}{2} \left\{ 1 + 2\lambda - \cos\alpha - \sqrt{4\lambda^2 - \sin^2\alpha} \right\}$$

[13] Ec. 2.13

Donde:

$A_h(\alpha)$  = Área instantánea de transferencia de calor en cada instante [ $\text{m}^2$ ].

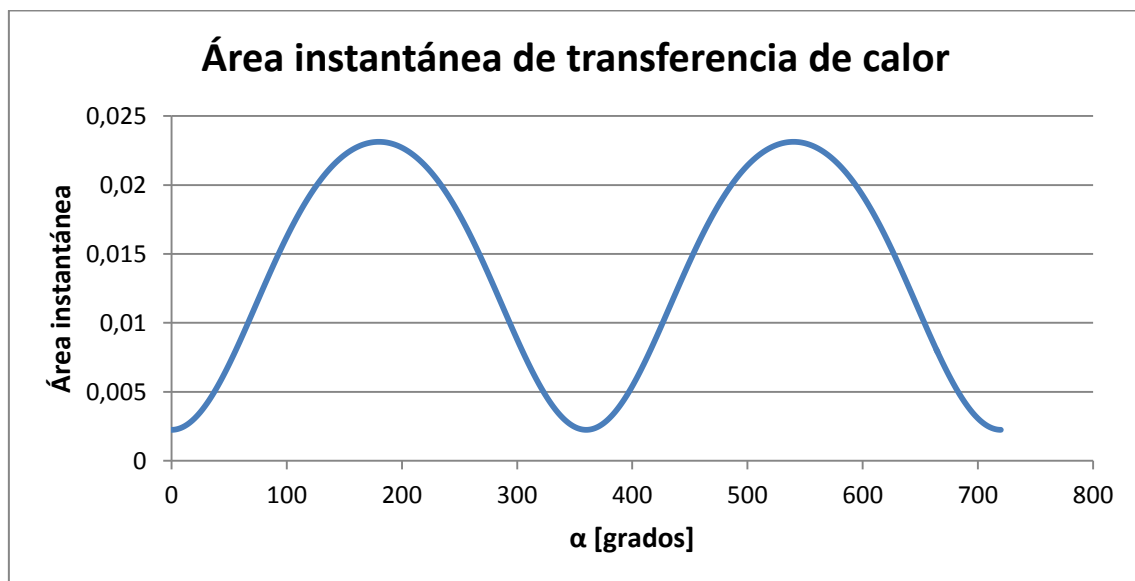
$A_{cc}$  = Superficie de la cámara de combustión [ $\text{m}^2$ ].

$D$  = Diámetro del cilindro [m].

$\lambda$  = Relación entre centros de biela.

$\alpha$  = Ángulo del cigüeñal en cualquier instante [0,720] [grados].

Quedando la función acotada entre 0 y 720 grados como:



[9] Figura 2.6 Área instantánea de transferencia de calor

## 2.3 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DE LOS COMPONENTES DE LA MEZCLA

En esta sección se hará un estudio detallado de las propiedades de las distintas sustancias que interactúan dentro del cilindro entre sí para producir la reacción química de la cual se obtendrá la energía necesaria para dotar de energía cinética el pistón y por ende al cigüeñal.

Todo proceso químico tiene dos partes, antes y después de la reacción. Por lo tanto, los reactivos y los productos serán diferentes, ya que los reactivos tras interactuar entre sí darán lugar a nuevas sustancias de escape.

Esta sección se focalizará en el estudio de las sustancias iniciales o reactivos, por lo tanto el aire que proviene de la atmósfera y el combustible que se inyecta al cilindro, en este caso gasolina.

### 2.3.1 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL AIRE

Cabe recalcar desde un principio que el aire se tratará en esta sección como un gas ideal. Como todo gas ideal, se comportará de una manera diferente con el cambio de las condiciones del entorno al que pertenece. Es decir, sus propiedades variarán en un rango diferente de temperaturas, que es la principal característica de este estudio, la variación de las propiedades cuando ocurre el aumento de la temperatura ligada a la combustión.

Los primeros cálculos que se realizarán, tendrán relación con los valores de calor específico a presión y volumen constantes, que serán cruciales a la hora de calcular su relación, nombrada como  $\gamma$  y a lo largo de este Trabajo Final de Grado, la cual se define como:

$$\gamma(T) = \frac{C_p(T)}{C_v(T)}$$

[13] Ec. 2.14

Como se dijo anteriormente, ambos valores dependerán de la temperatura a la hora de ser calculados.

Aunque estos dos valores marcarán la diferencia en los cálculos, será necesario calcular otro parámetro anterior para poder obtenerlos, siendo éste,  $R_{g \text{ aire}}$ . Para

calcular este parámetro serán necesarios una serie de cálculos en relación a las sustancias que componen el aire.

Para empezar, veremos la composición del aire y la proporción de los compuestos que lo forman [7]:

COMPOSICIÓN DEL AIRE  
21% O<sub>2</sub> + 78% N<sub>2</sub> + 1% Ar

Los cuales tendrán unos pesos atómicos de:

P<sub>atómico O<sub>2</sub></sub>: 16 [g/mol]  
P<sub>atómico N<sub>2</sub></sub>: 14 [g/mol]  
P<sub>atómico Argón</sub>: 40 [g/mol]

Con un simple cálculo ponderado podremos saber el peso atómico total del aire:

$$P_{\text{molecular aire}} = 0,21 \cdot 2 \cdot 16 + 0,78 \cdot 2 \cdot 14 + 0,01 \cdot 40$$
$$P_{\text{molecular aire}} = 29,00 \text{ [gr/mol]}$$

Una vez calculados estos datos podremos pasar a calcular R<sub>g aire</sub>, para más tarde obtener los calores específicos. Para el cálculo se utilizará la constante de los gases ideales ya que se supuso desde un principio que el aire actuaría como tal:

$$R_{g \text{ aire}} = \frac{R_u}{P_{\text{molecular aire}}}$$

[13] Ec. 2.15

Donde:

R<sub>g aire</sub> = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

R<sub>u</sub> = Constante de los gases ideales [J/mol·K].

P<sub>molecular aire</sub> = Peso molecular del aire [Kg/mol].

Siendo R<sub>u</sub> :

$$R_u = 8,314 \text{ [J/mol·K]}.$$

Obteniendo:

$$R_{g \text{ aire}} = 287,15 \text{ [J/Kg}\cdot\text{K]}.$$

Una vez hallado este valor, se puede pasar a calcular los calores específicos a presión y volumen constantes para un rango de temperaturas. La hipótesis que se utilizará en este cálculo se basará en mantener este  $R_{g \text{ aire}}$  a lo largo de los cálculos variando solo los calores específicos de la siguiente manera:

$$R_{g \text{ aire}} = C_p(T) - C_v(T)$$

[13] Ec. 2.16

Donde:

$R_{g \text{ aire}}$  = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

$C_p$  = Calor específico a presión constante [J/Kg·K].

$C_v$  = Calor específico a volumen constante [J/Kg·K].

$T$  = Temperatura [K].

Como se puede observar,  $R_{g \text{ aire}}$  se mantiene fijo en función de los cambios que sufren los calores específicos respecto a la temperatura.

A partir de este punto, se podrán calcular los diferentes valores para los calores específicos en función de la temperatura y ver como éstos se comportan. De la bibliografía se sacarán unas ecuaciones para ello, que tienen sentido dentro de un rango de temperaturas específico, entre 300 [K] y 1000 [K]. A la hora de la combustión, la temperatura alcanzada se sale de estos valores, pero como carácter general a lo largo del ciclo será una buena elección.

La ecuación mediante la cual se obtendrá  $C_p$  será:

Para el rango de temperaturas:

$$C_p(T): \{300 \text{ [K]} \leq T \leq 1000 \text{ [K]} \}$$

$$C_p = [3.653 - 1.334 \cdot 10^{-3} \cdot T + 3.291 \cdot 10^{-6} \cdot T^2 - 1.91 \cdot 10^{-9} \cdot T^3 + 0.275 \cdot 10^{-12} \cdot T^4] \cdot R_{g \text{ aire}}$$

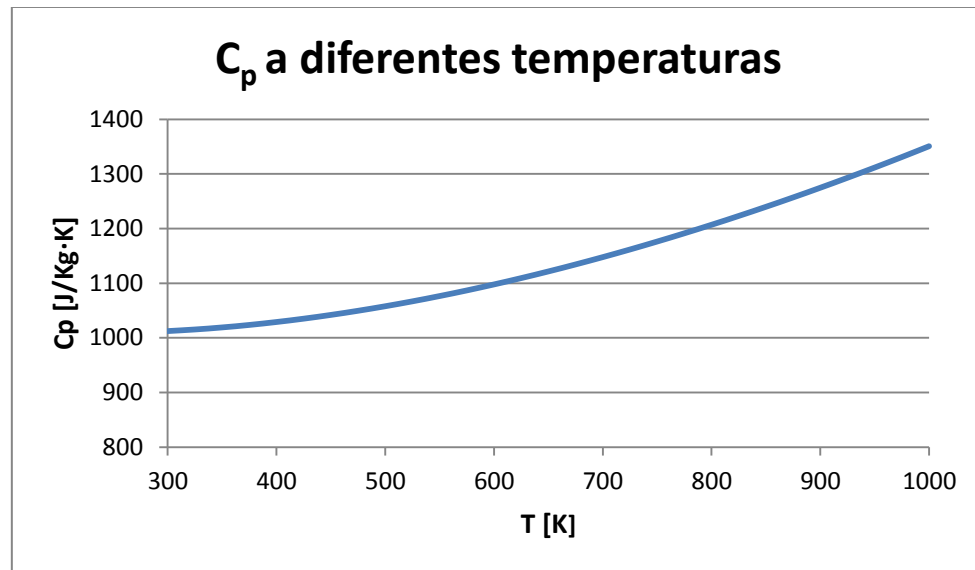
Donde:

$R_{g \text{ aire}}$  = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

$C_p$  = Calor específico a presión constante [J/Kg ·K].

$T$  = Temperatura [K].

Quedando esta gráfica de la siguiente manera:



[9] Figura 2.7  $C_p$  a diferentes temperaturas

Conociendo los valores de  $C_p$  en relación a la temperatura, podremos conocer  $C_v$  con ayuda de la Ecuación 2.16:

$$R_{g \text{ aire}} = C_p(T) - C_v(T)$$

Donde:

$R_{g \text{ aire}}$  = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

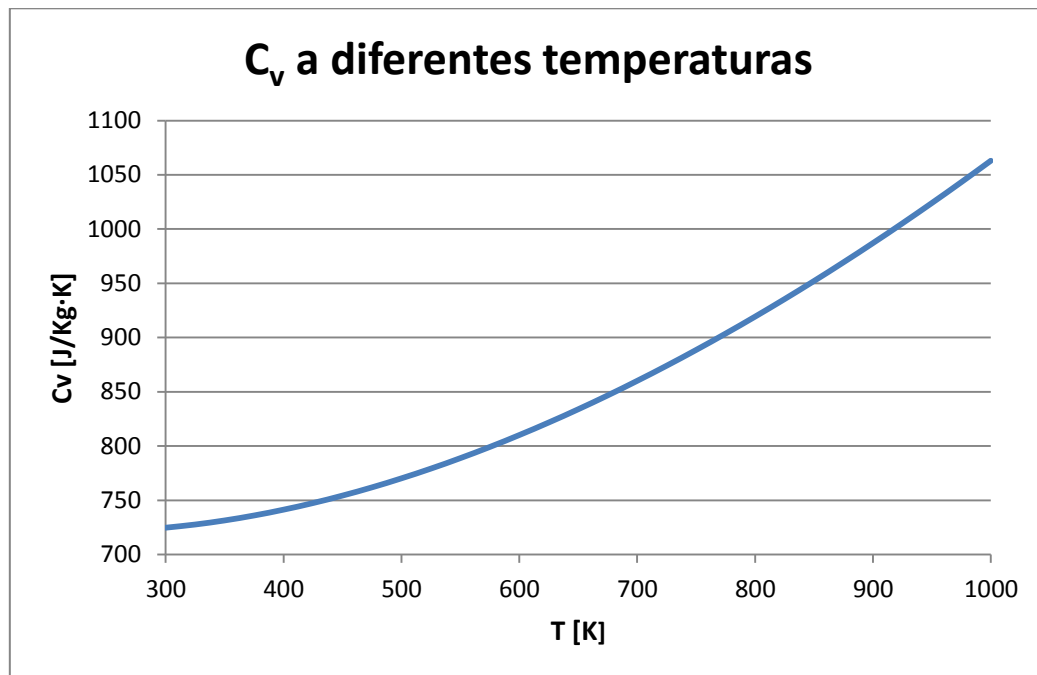
$C_p$  = Calor específico a presión constante [J/Kg·K].

$C_v$  = Calor específico a volumen constante [J/Kg·K].

$T$  = Temperatura [K].



Obteniendo la siguiente gráfica para  $C_v$  :



[9] Figura 2.8  $C_v$  a diferentes temperaturas

Con estos datos, podremos llegar a la verdadera finalidad de este apartado, como se recalcó en su introducción, ésta era hallar la relación que había entre los calores específicos a volumen y presión constante, de la siguiente manera:

$$\gamma(T) = \frac{C_p(T)}{C_v(T)}$$

[13] Ec. 2.17

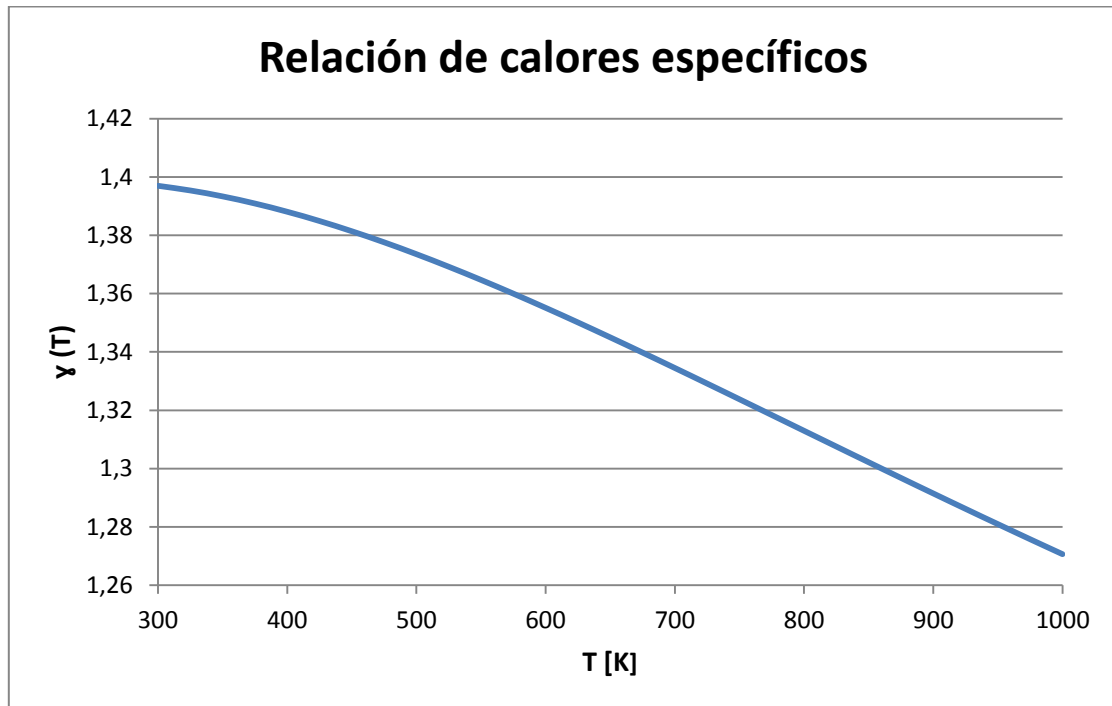
Donde:

$\gamma(T)$  = Relación de calores específicos.

$C_p$  = Calor específico a presión constante [J/Kg·K].

$C_v$  = Calor específico a volumen constante [J/Kg·K].

Quedando para el diferente rango de temperaturas:



[9] Figura 2.9 Relación de calores específicos

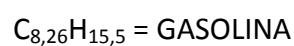
### 2.3.2 CÁLCULO DE LAS PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE

En este apartado se estudiarán las diferentes propiedades del combustible que afectan a nuestro ciclo termodinámico, y por lo tanto deberemos conocer en detalle.

El motor a estudiar AWY de VW, es propulsado mediante la combustión de la gasolina y aire que se mezclan dentro de los cilindros de éste.

Por lo tanto una vez estudiadas las propiedades del aire, a continuación se estudiará la gasolina.

La gasolina es un combustible altamente utilizado dentro del mundo del motor, en especial en coches de competición. Se puede encontrar en dos variantes: gasolina de 95 octanos, o gasolina de 98 octanos. En este Trabajo Fin de Grado se utilizará la gasolina de 95 octanos. Por lo cual tu fórmula química será [13]:



De la bibliografía [13] se extraerá el dato del poder calorífico inferior de la gasolina, el cual será objeto de estudio a la hora de conocer el valor y el desarrollo, de la energía liberada en forma de calor por parte de la gasolina, una vez se ha producido la etapa de explosión del ciclo termodinámico. Por lo tanto será:

$$Li_{\text{INFERIOR gasolina}} = 44,00 \text{ [MJ/Kg]}$$

Por lo tanto esto servirá para conocer la energía liberada en relación a la masa del combustible que tendremos por ciclo de carga.

Faltaría conocer los dosados con los que trabaja nuestro motor respecto al combustible y el aire. Tendremos por lo tanto, un dosado absoluto llamado  $F$ , un dosado relativo  $F_r$  y un dosado estequiométrico  $F_e$ .

Se conoce el dosado como la relación existente entre la cantidad de aire y combustible que reaccionarán dentro del cilindro, es decir:

$$F = \frac{m_c}{m_a}$$

[7] Ec. 2.18

Entre ellos, conocemos el valor de nuestro dosado relativo  $F_r$ , ya que nuestro motor trabaja con un catalizador de tres vías, por lo tanto esta condición cumple:

$$F_r = 1$$

Por lo que se conoce técnicamente como trabajar en dosado estequiométrico. Esto quiere decir que toda la masa de aire y combustible que entran al cilindro, reaccionarán de una manera tan perfecta que nunca falten o sobren reactivos después de la combustión, por lo cual, todo aire o combustible que entren al cilindro se queman en su totalidad.

Durante todo este Trabajo Final de Grado, se trabajará con dosado estequiométrico, ya que no se propondrá una modificación del catalizador de tres vías, aún conociendo que estas condiciones de cara a un futuro, no son las idóneas para evitar una combustión anormal. Todo esto será explicado en el capítulo 5.

Por su parte, el dosado estequiométrico  $F_e$  dependerá únicamente de la composición química del combustible, siendo para la gasolina [7]:

$$F_e = \frac{1}{14.6} \text{ ó } F_e = 0.068$$

Lo que quiere decir, que por cada parte de combustible, deberán inyectarse a la mezcla, 14,6 partes de aire, para obtener una reacción perfecta.

A partir del cálculo del dosado relativo, podremos obtener el dosado absoluto:

$$F_r = \frac{F}{F_e}$$

[7] Ec. 2.19

Donde:

$F$  = Dosado absoluto.

$F_r$  = Dosado relativo.

$F_e$  = Dosado estequiométrico.`

Quedando:

$$F = 0,068$$

Como está explicado anteriormente, esta será la relación que habrá entre la cantidad de combustible inyectada al cilindro y el aire proveniente de la atmósfera, y la que se utilizará a lo largo de este Trabajo Final de Grado.

## ***CAPÍTULO 3:***

# ***MODELO DE CICLO TERMODINÁMICO***

En esta nueva sección se presenta la modelización de un ciclo Otto, que más adelante ayudará a conseguir los valores y las prestaciones del motor a estudio desde un punto de vista teórico, lo cual ayudará a trabajar sobre él de cara al objetivo de este Trabajo Fin de Grado, cambiar las condiciones de trabajo del motor, con el objetivo de la sobrealimentación.

Dado que durante esta sección se trabajará con una combustión progresiva, con transferencia de calor y los cambios de presión no se realizarán a presión constante, no se estará utilizando un ciclo de Otto puramente académico, pero éste, servirá como punto de referencia a la hora de explicar los procesos que ocurren durante el ciclo que tiene cabida dentro del cilindro.

Para ello, esto se ayudará de un modelo matemático de ciclo haciendo consideraciones y tomando datos de motores similares, ya que las marcas no facilitan dicha información sobre sus motores. Dicho modelo de ciclo dará un rendimiento, que será

uno de los datos que ayudarán a proseguir analizando y resolviendo el resto de valores de importancia.

Dicha simulación de ciclo, se hará bajo el régimen de máxima potencia ya que será éste, el cual facilita la ficha del motor y por lo tanto, se podrán comparar datos una vez finalizado el proceso.

### 3.1 CICLO OTTO IDEAL

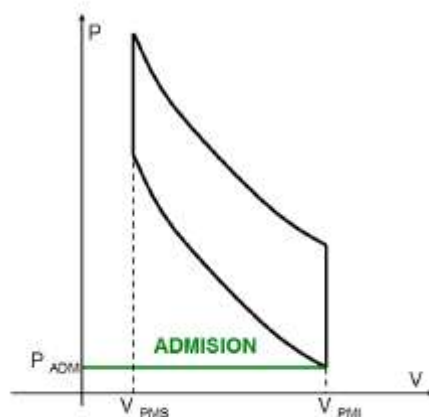
Antes de empezar con este ciclo real, se va a presentar como debería funcionar idealmente éste, sin pérdidas de ningún tipo y todos los procesos reversibles.

Un ciclo de Otto cuenta con cuatro pasos fundamentales: admisión, compresión, explosión-expansión y escape. Se verán en más detalle a continuación.

Dicho ciclo tomará la hipótesis que el fluido sobre el que se produce todo este trabajo será un gas ideal, caloríficamente perfecto con  $\gamma = 1.4$ .

#### PROCESO DE ADMISIÓN

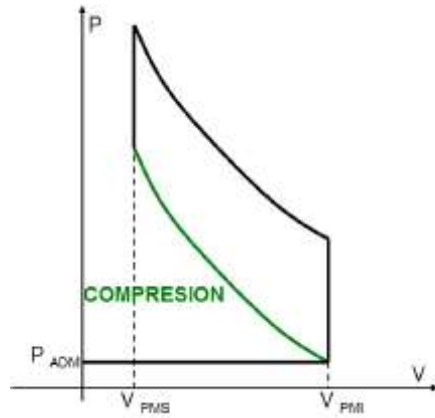
- Proceso adiabático  $\leftrightarrow Q=0$
- Presión de admisión constante  $\leftrightarrow P_{adm} = cte$



[14] Figura 3.1. Etapa de admisión ciclo Otto

### PROCESO DE COMPRESIÓN

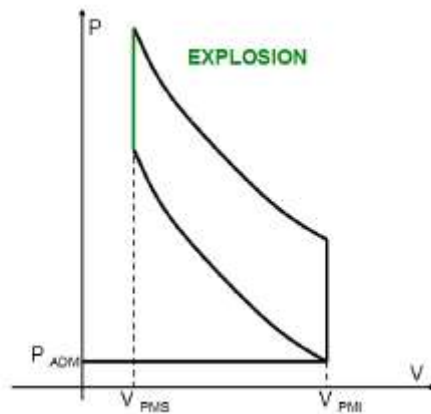
- Proceso isentrópico  $\leftrightarrow Q=0$



[15] Figura 3.2. Etapa de compresión ciclo Otto

### PROCESO DE COMBUSTIÓN

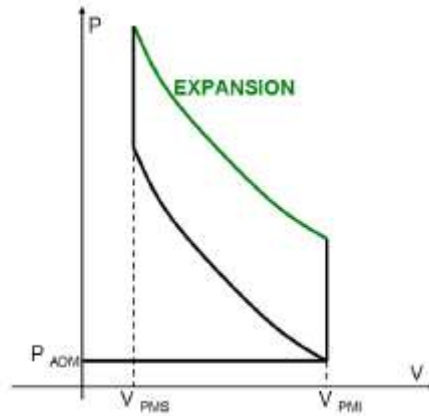
- Se produce a volumen constante  $\leftrightarrow V=cte$
- Se quema la totalidad de la mezcla  $\leftrightarrow F_r=1$



[16] Figura 3.3. Etapa de explosión ciclo Otto

### PROCESO DE EXPANSIÓN

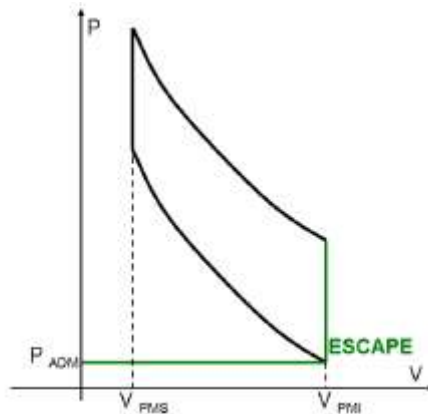
- Proceso isentrópico, sin transferencia de calor  $\leftrightarrow Q=0$



[17] Figura 3.4. Etapa de expansión ciclo Otto

### PROCESO DE ESCAPE

- No se necesita trabajo para mover los gases  $\leftrightarrow W=0$
- Presión de escape constante  $\leftrightarrow P_{esc} = cte$



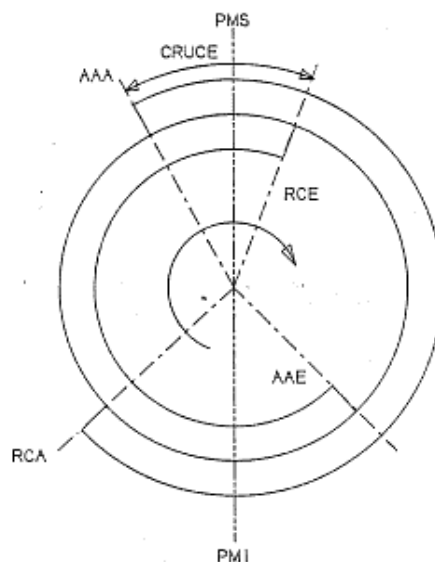
[18] Figura 3.5. Etapa de escape ciclo Otto



## 3.2 HIPÓTESIS REALIZADAS PARA LA MODELIZACIÓN DEL CICLO

### 3.2.1 HIPÓTESIS PARA EL BUCLE DE RENOVACIÓN DE LA CARGA

El bucle de renovación de la carga se aplica a un intervalo específico dentro del ciclo total del proceso. Dicho intervalo estará comprendido entre los ángulos de adelanto de la apertura de escape o AAE, y entre el retraso al cierre de la admisión o RCA. El cual, cubre todo momento en el que el ciclo esté admitiendo o expulsando aire, así como el cruce de válvulas, es decir, momento en el que tanto la válvula de admisión como la de escape se encuentran abiertas. En la figura 3.6 queda lo anterior dicho expresado gráficamente.



[13] Figura 3.6 Ángulos característicos del ciclo termodinámico

Las siguientes hipótesis serán aplicadas sobre el ciclo de carga:

1.  $RCA \neq 0^\circ$
2.  $AAA = AAE = RCE = 0^\circ$
3.  $P_{adm} = cte$
4.  $P_{esc} = cte$

### 3.2.2 CONDICIONES E HIPÓTESIS PARA EL BUCLE DE ALTA PRESIÓN (RCA)

Aquí se encuentra una de las primeras dificultades de un ciclo real cualquiera. Durante el proceso de renovación de la carga, no todo el gas contenido en el cilindro es fresco, ya que se encontrarán gases residuales provenientes del ciclo anterior, por lo que quedará una fracción de los mismos dentro del mismo, que a su vez influirán en la potencia que concede el motor, disminuyéndola.

Para evitar este efecto, los ángulos de distribución del ciclo, no son estrictamente cuando el cilindro se encuentra en el PMS o PMI. Se tendrán adelantos y retrasos a los mismos de cara a optimizar el proceso de renovación de la carga, y así tener un llenado y un vaciado del cilindro más eficaz.

Volviendo con lo anterior, habrá que tener presente cual es la fracción de gases del ciclo anterior contenido en nuestro bucle de alta presión, pues afectará a la temperatura y presión de nuestro punto de inicio.

Para conocer la cantidad de gases residuales que habrá en cualquier punto del ciclo habrá que fijarse en el punto inmediatamente anterior a éste, es decir, el ciclo anterior.

A continuación se determinarán las condiciones e hipótesis que se han considerado necesarias, para tener una buena aproximación del ciclo real termodinámico. Dichas hipótesis se basan en el punto primero de estudio, que será en RCA o retraso cierre admisión. Son las siguientes:

1. No existirá una recirculación de los gases aguas arriba por el conducto de admisión, por lo tanto si algún gas lo hiciera, volvería de nuevo al cilindro junto con los gases frescos.
2. Presión de admisión y escape ( $P_{adm}$  y  $P_{esc}$ ) serán constantes a lo largo del proceso e iguales.  $P_{adm} = cte$  ;  $P_{esc} = cte$ .
3. La temperatura del inicio del ciclo, sólo dependerá de los gases frescos de entrada que se mezclan con los gases residuales del ciclo anterior.  
 $T_{1'} = f(T_f, P_{adm}, T_r, P_{esc})$ .
4. Como ya se presentó anteriormente, los ángulos de reglaje cumplirán con las siguientes condiciones:

$$- RCA \neq 0^\circ$$

$$- AAA=AAE=RCE=0^\circ$$

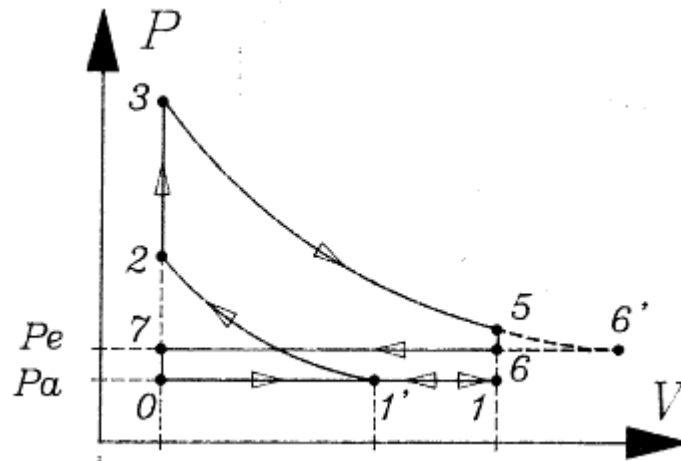
5. Para los puntos de inicio y fin del estudio de este bucle de alta presión, se utilizarán datos de temperaturas consultadas en la bibliografía [13], siendo así alrededor de  $T_r = 1400$  [K] para los gases residuales y  $T_f = 298$  [K] para los gases provenientes de la atmósfera, llamados frescos.
6. Al igual que en el ciclo de Otto ideal de la Sección 3.1, los calores específicos tanto a presión constante como a volumen constante se mantendrán fijos con lo que su relación tomará el valor de  $\gamma = 1,4$ .
7. El punto de inicio de estudio del bucle de alta presión tendrá la presión únicamente dependiente de los gases frescos.  $P_{adm} = P_1$ .

### 3.3 CÁLCULO DEL PUNTO DE INICIO DEL BUCLE DE ALTA PRESIÓN (RCA)

Descritas las hipótesis que se llevarán a cabo, y conociendo ciertos parámetros de entrada para nuestro punto de inicio, se podrán llevar a cabo los primeros cálculos. Se comenzará con los cálculos a partir del dato de la admisión y mediante los diferentes procesos se llegará a los datos con los que los gases abandonarán el cilindro, llamado proceso de escape.

En la Figura 3.7 se puede apreciar como los puntos significativos están desplazados en comparación con los representados en la Figura 3.5, ya que este ciclo se acerca más a la realidad, sin ser aún del todo cierto.

Además se presenta en una situación donde el motor se encuentra a carga parcial, ya que  $P_a < P_e$ , lo que quiere decir que la presión de admisión es más baja que la de escape, mientras que en la Figura 3.5 se presentaba una situación donde ambas presiones eran iguales, ya que en un motor atmosférico a mariposa abierta (plena carga) ambas toman el mismo valor.



[13] Figura 3.7 Representación carga parcial ciclo de Otto

Como se aprecia, desde el principio cambia el punto de partida, siendo 1' en vez de 1. Esto es así ya que nuestro ángulo RCA será distinto de cero, y habrá que tomar ese nuevo punto de referencia, ya que se sigue trabajando a temperatura atmosférica hasta el momento en el que se cierra la válvula de admisión, donde se empezará a comprimir.

Por tanto, para este punto se conocerá:

- $P_{1'} = P_{atm}$
- $V_{1'} = V_{RCA}$
- $T_{1'}$

Puede resultar chocante ver la temperatura de entrada como  $T_{1'}$ , sin embargo, ésta ha de ser calculada a través de la fracción de gases residuales que quedan del ciclo anterior y de los nuevos gases que entran al cilindro, por lo tanto, habrá que realizar un análisis previo para obtener dicha fracción y así, obtener la temperatura correcta del punto de comienzo del ciclo.

Con esta información de inicio, se empezará a comprimir de manera isentrópica hasta el punto número 2, donde conoceremos el volumen gracias a los cálculos realizados en la Sección 2.2, por lo que sólo se necesitará hallar la nueva presión y temperatura. Esto se realizará de la siguiente manera:

$$V_2 = V_{PMS} \quad ; \quad P_{1'} \cdot V_{1'}^\gamma = P_2 \cdot V_2^\gamma$$

Para hallar la temperatura se utilizará la ecuación de los gases ideales. Ésta, se hallará una vez se tenga la masa con la que trabaja el ciclo en el punto 1. Hay que recalcar que dicha masa sí será constante a lo largo del ciclo, por lo que conociéndola para el primer punto, se conocerá para el resto.

Quedando así la expresión para la temperatura en el punto 2:

$$m_{1'} = m_2 = \frac{P_{1'} \cdot V_{1'}}{R_g \cdot T_f} \rightarrow T_2 = \frac{P_2 \cdot V_2}{m_2 \cdot R_g}$$

[13] Ec. 3.1

Donde:

$m_{1'}$  = Masa en el punto 1' [Kg].

$m_2$  = Masa en el punto 2 [Kg].

$P_{1'}$  = Presión en el punto 1' [Pa].

$P_2$  = Presión en el punto 2 [Pa].

$V_{1'}$  = Volumen en el punto 1' [m<sup>3</sup>].

$V_2$  = Volumen en el punto 2 [m<sup>3</sup>].

$V_{PMS}$  = Volumen en el punto muerto superior [m<sup>3</sup>].

$T_f$  = Temperatura de los gases residuales [K].

$T_2$  = Temperatura en el punto 2 [K].

$R_g$  = Constante universal del aire como gas ideal [J/Kg·K].

$\gamma$  = Constante de los gases ideales.

Esto da lugar al punto donde se produciría la combustión de la mezcla. Como se apuntó anteriormente consistirá en una reacción de combustión del punto 2 al punto 3. También, se considerará el trabajo aportado al eje para mover el pistón como cero, además de ser un proceso reversible y espontáneo, es decir, se aprovechará toda la energía de la reacción. Otra característica será que todo esto transcurre a volumen constante, quedando:

$$\Delta U = Q_c - W_{\text{eje}} \rightarrow \Delta U = Q_c = L_i \cdot m_c \cdot \eta_{\text{comb}}$$

[13] Ec. 3.2

Donde:

$\Delta U$  = Incremento de energía interna en el proceso de combustión [J].

$Q_c$  = Calor aportado por la combustión [J].

$W_{\text{eje}}$  = Trabajo mecánico hecho sobre el eje [J].

$L_i$  = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

$m_c$  = Masa de combustible [Kg].

$\eta_{comb}$  = Rendimiento de la reacción.

Podría darse la confusión de dudar del origen del dato de la masa del combustible, pero conociendo la masa de aire, utilizando el dosado absoluto se podrá conocer directamente cuánto combustible se haya en la mezcla.

Por tanto conocido el calor que se le aportará al aire, se podrá conocer su incremento de temperatura súbita, debida a la energía que libera el combustible. Se considerará un valor de  $c_v$  constante correspondiente a la temperatura de inicio de este proceso, es decir,  $T_2$ , ya que se ha tomado la hipótesis de Gas Ideal Caloríficamente Perfecto. Se tiene un proceso de compresión isócara, por lo que se utilizará la siguiente ecuación:

$$\Delta U_{2 \rightarrow 3} = c_v \cdot m_2 \cdot (T_3 - T_2)$$

[13] Ec. 3.3

Donde:

$\Delta U_{2 \rightarrow 3}$  = Incremento de energía interna en el proceso de combustión [J].

$Q_c$  = Calor aportado por la combustión del combustible [J].

$m_2$  = Masa en el punto 2 [Kg].

$c_v$  = Calor específico a volumen constante [J/Kg·K].

$T_2$  = Temperatura el punto 2 [K].

$T_3$  = Temperatura el punto 3 [K].

Una vez el aire ha absorbido esa energía propagada por la combustión, se producirá la descompresión del cilindro, promovida por la apertura de las válvulas de escape situadas en la culata. La expansión adiabática se producirá entre los puntos 3 y 4, o punto de escape.

Quedando:

$$T_{esc} = T_r \rightarrow P_3 \cdot T_3^{\frac{\gamma}{1-\gamma}} = P_{esc} \cdot T_{esc}^{\frac{\gamma}{1-\gamma}}$$

[13] Ec. 3.4

Donde:

$P_3$  = Presión en el punto 3 [Pa].

$T_3$  = Temperatura en el punto 3 [K].

$T_r = T_{esc}$  = Temperatura el punto de escape o gases residuales [K].

$P_{esc}$  = Presión el punto de escape [Pa].

$\gamma$  = Constante de los gases ideales.

Se podría pensar que el método para hallar este último paso no es veraz, ya que realmente los gases no expansionan dentro del cilindro, simplemente por diferencia de presiones se ven empujados a abandonar éste. Sin embargo, los gases sí sufren esta expansión fuera del cilindro en el paso siguiente, por lo que es una buena aproximación de lo que pasa en realidad cuando se abren las válvulas de escape.

Dicho lo cual, ya se tendría un modelo de ciclo resuelto para los puntos más característicos, pero si se recuerda, el objetivo de ello era conocer estos datos para calcular la verdadera temperatura de comienzo de dicho ciclo, así como la verdadera presión.

La nueva forma de hallar la temperatura en el punto 1' será la siguiente:

$$T_{1'} = (1 - f) \cdot T_a + f \cdot T_r \cdot \left\{ 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( 1 - \frac{P_a}{P_e} \right) \right\}$$

[13] Ec. 3.5

Donde:

$T_{1'}$  = Temperatura de los gases en el punto de inicio del ciclo [K].

$f$  = Fracción másica de gases residuales sobre el total.

$T_a$  = Temperatura del aire en la admisión 298 [K].

$T_r = 1400$  [K] = Temperatura de los gases residuales [K].

$P_{adm}$  = Presión del aire en la admisión [Pa].

$P_{esc}$  = Presión de los gases en el escape [Pa].

$\gamma$  = Relación de calores específicos.

Como se puede apreciar, se desconoce el valor  $f$  correspondiente a la fracción de gases residuales del ciclo anterior, que se calculará de la forma siguiente:

$$f = \frac{1}{1 + \frac{T_r}{T_a} \left\{ \frac{P_a}{P_e} \cdot r_c - \left[ 1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \left( 1 - \frac{P_a}{P_e} \right) \right] \right\}}$$

[13] Ec. 3.6

Donde:

$T_r$  = Temperatura de los gases residuales. 1400 [K].

$T_a$  = Temperatura del aire en la admisión. 298 [K].

$P_{adm}$  = Presión del aire en la admisión [Pa].

$P_{esc}$  = Presión de los gases en el escape [Pa].

$\gamma$  = Relación de calores específicos.

$r_c$  = Relación de compresión al cierre de la admisión.

Mediante la utilización de estas dos ecuaciones se conocerán por tanto los verdaderos parámetros de la iniciación del ciclo. Tras tres iteraciones con los datos que se van obteniendo, finalmente se llega a una solución estable, por lo que se deberá parar de iteracionar llegado ese momento. Esto es así ya que se conocerá la verdadera temperatura de inicio del ciclo, lo que directamente repercutirá en la presión del mismo, mientras que masa y volumen del punto 1' permanecerán constantes.

### 3.4 HIPÓTESIS TERMODINÁMICAS TOMADAS PARA EL BALANCE DE ENERGÍA

Una vez conocidas las condiciones de inicio del ciclo termodinámico, se tratarán mediante ecuaciones donde se definirá el verdadero comportamiento de la mezcla, a lo largo del ciclo. El método empleado consistirá en la ayuda de ecuaciones las cuales serán resueltas mediante derivación, y que comprenden el balance de energía comprendido dentro del cilindro durante la duración de un ciclo, para más tarde obtener la evolución de la presión a lo largo del mismo, esta vez teniendo en cuenta los calores añadidos y perdidos por convección a través de las paredes del cilindro. También, todo esto se creará de una forma para conocer todos los datos en cada punto angular del ciclo.

La ecuación sobre la que girarán todos los cálculos será la siguiente:

$$\frac{dp(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\gamma(T) - 1}{V(\alpha)} \cdot \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} - \gamma(T) \cdot \frac{p(\alpha)}{V(\alpha)} \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha}$$

[13] Ec. 3.7



Donde:

P ( $\alpha$ ) = Presión en cada ángulo del cigüeñal [Pa].

$\gamma$  = Relación de calores específicos.

T = Temperatura en cada instante [K].

V ( $\alpha$ ) = Volumen en cada instante del cigüeñal [m<sup>3</sup>].

Q ( $\alpha$ ) = Calor aportando en cada instante [J].

Durante el proceso completo se aplicará el primer principio de la termodinámica, el cual informa de que el balance energético depende del trabajo ejecutado y el calor aportado al sistema. Esto será así a lo largo de todo el proceso, ya que se está dando o recibiendo trabajo, y el cilindro estará intercambiando calor con el exterior constantemente, lo que provocará una forma de actuar de los gases diferente en cualquier instante.

La ecuación que define lo anteriormente explicado es la siguiente:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q} - \left\{ W_{ej\epsilon} + P \cdot \frac{dV_{vc}}{dt} \right\} + \dot{m}_e \cdot h_e - \dot{m}_s \cdot h_s$$

[13] Ec. 3.8

Donde:

P = Presión dentro del cilindro [Pa].

$\dot{m}_e$  = Flujo másico de entrada [Kg/seg].

$\dot{m}_s$  = Flujo másico de salida [Kg/seg].

E = Energía del ciclo [J].

Q = Flujo de calor en el transcurso del ciclo de trabajo [W].

V = Volumen del cilindro [m<sup>3</sup>].

$W_{ej\epsilon}$  = Trabajo realizado sobre el eje por unidad de tiempo en el ciclo de trabajo [W].

t = Tiempo [seg].

$h_e$  = Entalpía del flujo másico de entrada [J/Kg].

$h_s$  = Entalpía del flujo másico de salida [J/Kg].

Una vez se ha partido de dicha ecuación, se ha de particularizar para un sistema cerrado y donde actúa un gas ideal, además de despreciar las energías cinética y potencial, por lo que se obtendrá la ecuación que se ha presentado al comienzo de esta sección, Ecuación 3.7.

Paralelamente se tendrá que estudiar la distribución en el cambio de temperatura ante el aporte de energía, en la mezcla, lo cual está estrechamente enlazado al cambio de energía interna, visto anteriormente cuando se resolvía nuestro ciclo de aire. Por lo tanto la ecuación ha de modificarse para cada punto de ese proceso, quedando:

$$\frac{dU(\alpha)}{dt} = m \cdot c_v(T) \cdot \frac{dT(\alpha)}{dt}$$

[13] Ec. 3.9

Donde:

$U(\alpha)$  = Cambio de la energía interna en relación al ángulo de cigüeñal [J].

$m$  = Masa del ciclo [Kg].

$c_v$  = Calor específico a volumen constante [J/Kg·K].

$T$  = Temperatura [K].

Una vez son conocidas las ecuaciones que van a gobernar el proceso del ciclo termodinámico, se pasará a establecer las hipótesis realizadas sobre ellas que facilitarán los cálculos futuros. Siendo así las mismas:

$$\dot{m}_e = \dot{m}_s = 0 \quad ; \quad E_{vc} \equiv U_{vc} \quad : \quad \dot{Q} = \dot{Q}_c - \dot{Q}_h \quad ; \quad \dot{W}_{eje} = 0 \quad ; \quad \omega = \frac{d\alpha}{dt}$$

Donde:

$\dot{m}_e$  = Flujo másico de entrada [Kg/s].

$\dot{m}_s$  = Flujo másico de salida [Kg/s].

$E$  = Energía del ciclo [J].

$U$  = Energía interna del ciclo [J].

$Q$  = Flujo de calor en el transcurso del ciclo de trabajo [W].

$Q_c$  = Flujo de calor generado por la combustión de la mezcla [W].

$Q_h$  = Flujo de calor evacuado por el cilindro en el transcurso del ciclo de trabajo [W].

$W_{eje}$  = Trabajo realizado sobre el eje por unidad de tiempo en el ciclo de trabajo [W].

$\omega$  = Velocidad angular [rad/s].

$\alpha$  = Ángulo en el que se encuentra el cigüeñal [rad].

$t$  = Tiempo [s].

Por lo que aplicando todas estas hipótesis a nuestra ecuación de referencia 3.8 de este ciclo termodinámico, la cual define el primer principio de la termodinámica, quedaría de la siguiente manera:

$$\frac{dU(\alpha)}{dt} = Q_c - Q_h - P \cdot \frac{dV}{dt}$$

[13] Ec. 3.10

Donde:

$U(\alpha)$  = Energía interna del ciclo en relación al ángulo de cigüeñal [J].

$Q_c$  = Flujo de calor generado por la combustión de la mezcla [W].

$Q_h$  = Flujo de calor evacuado por el cilindro en el transcurso del ciclo de trabajo [W].

$P$  = Presión en cada instante [Pa].

$dV$  = Variación del volumen respecto al ángulo de cigüeñal [ $m^3$ ].

Una vez descrito de forma matemática la serie de procesos y variaciones que sufren nuestras variables, se podrá empezar a calcular por separado cada uno de los procesos que tienen lugar dentro del cilindro.

Por lo tanto a partir de ahora, se estudiarán de forma particular e individual cada uno de los pequeños procesos que van sucediendo a lo largo de todo el ciclo. Una vez esto se haya realizado, pasaremos a unirlos todos a nuestra Ecuación 3.7 para relacionar los cambios de presión por ángulo de cigüeñal.

### **3.5 LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR PARA MOTORES DE IGNICIÓN FORZADA**

Durante el proceso previo se estudió cómo había un cambio súbito de presión y temperatura a la hora de producirse la combustión de la mezcla (Sección 3.1).

Realizando éste, se estimó que la totalidad de la masa de la mezcla se quemaba instantáneamente, es decir, el total de la masa en un mismo ángulo y un mismo tiempo.

Nuestra situación era ideal por lo que dista mucho de la realidad. Cuando se produce el fenómeno de la combustión de la mezcla, ésta se realiza de un modo progresivo por lo que no todo el calor se liberará a la vez, ni el cambio en presión y temperatura será instantáneo ni coincidirá con el momento en que nuestra mezcla empiece la combustión.

Esto quiere decir lo siguiente. Una vez la bujía produzca el chispazo, la mezcla tendrá una progresión a la hora de combustionar. Aparecerá un frente de llama que se irá desplazando en la totalidad del fluido hasta quemarlo por completo, ya que hay que recordar que se trabaja en dosado estequiométrico. En dicho frente aparecen como en todo fluido en movimiento dos partes, una parte turbulenta y otra laminar. Ambas tendrán asociados dos rangos de ángulos de cigüeñal los cuales ocuparán. En otras palabras, sumando cuanto ángulo de cigüeñal tiene cada una, se tendrá el ángulo ocupado por la combustión desde que empieza a combustionar hasta que termina la combustión.

El por qué de este estudio, radica en la cuestión de que el calor producido por la combustión tendrá un desfase respecto a la descarga eléctrica producida por la bujía, es decir, el calor producido no se liberará inmediatamente junto con la acción de la bujía, éste se distribuirá de una manera diferente y no lineal que se explicará en profundidad en la Sección 3.5.3. Además también dependerá de la fracción de masa quemada de la mezcla. Para ello, ya que no será una combustión descontrolada o súbita (conocida como autoignición, que se estudiará más adelante), la transferencia de calor también abarcará un rango de ángulos.

### 3.5.1 FRACCIÓN DE MASA QUEMADA

Como se explicó anteriormente, la fracción de masa que ha sido alcanzado por el frente de llama será la que realmente hasta ese momento ha liberado una energía por la combustión, por lo tanto una parte del calor potencial que reside en la mezcla. Por ello, será necesario ver cómo avanza esa relación de la fracción de la masa quemada respecto al ángulo de giro desde el momento en el que se produjo el adelanto al encendido.

La función de la fracción quemada respecto al ángulo de giro durante la combustión, vendrá dada por la siguiente expresión:

$$x_q(\alpha) = 1 - \exp \left\{ -a_q \left( \frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta\alpha} \right)^{m_q+1} \right\}$$

[13] Ec. 3.11

Donde:

$X_q(\alpha)$  = Fracción de masa quemada en la combustión en función del ángulo de cigüeñal.

$m_q$  = Parámetro para optimizar la combustión.

$a_q$  = Parámetro para optimizar la combustión.

$\alpha$  = Ángulo medido desde el inicio del ciclo en el PMS [rad].

$\alpha_i = 2\pi - \alpha_{AE}$  = Ángulo de inicio de la combustión tomando como punto de referencia el adelanto al encendido [rad].

$\Delta\alpha$  = Ángulo o duración total de la combustión [rad].

Lo primero que sorprende al analizar la ecuación son los parámetros  $a_q$  y  $m_q$  que aparecen en ella. Estos parámetros tendrán un valor constante y predeterminado recogido de la bibliografía de este Trabajo de Fin de Grado, los cuales serán  $a_q = 7$  y  $m_q = 2$ .

Para ajustar esta ecuación, se tomará por supuesto que el ángulo que ocupa esta combustión será simétrico respecto al punto muerto superior o PMS, esto quiere decir, que nuestro ángulo de adelanto al encendido será el que marque el final de ésta con respecto al PMS (una vez pasado el mismo). Se toma esta hipótesis ya que da un punto de referencia, sin embargo, más tarde se ha de explorar la posibilidad de que esto no suceda así, modificando el ángulo del avance al encendido.

Dada la simetría de esta combustión, se procederá a presentar las hipótesis que surgen a raíz de ella.

- La combustión se desarrollará de manera simétrica respecto del PMS o punto muerto superior, como ya se ha explicado antes. No obstante, y una vez modelizado el ciclo, se llegó a la conclusión de que quedando 1/3 de la combustión antes de él y 2/3 de la misma tras éste, se obtiene de una manera más optimizada y mejor, el trabajo que se extrae de la carrera de explosión. Por lo que conociendo el ángulo de adelanto al encendido  $\alpha_{AE}$ , se conocerá también el ángulo abarcado por la combustión.

Con la ayuda de la bibliografía [13], serán conocidos los valores típicos para la fracción de masa que se quema al final de la fase laminar y la fase turbulenta. Con estos datos y los que más tarde se calcularán de cuánto ángulo ocupa cada parte de la combustión, podremos aproximar de una manera más precisa los parámetros supuestos  $a_q$  y  $m_q$  y con ellos, nuestra función de fracción de masa quemada respecto al ángulo de cigüeñal.

Dichas ecuaciones son:

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{\text{laminar}} + \Delta\alpha_{\text{turbulenta}}$$

$$\Delta\alpha_{\text{laminar}} : 0 \leq x_q \leq 0,01$$

$$\Delta\alpha_{\text{turbulenta}} : 0,01 \leq x_q \leq 1$$

$$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha_{\text{laminar}}) = 0,01 = 1 - e^{\left[ -a_q \cdot \left( \frac{\Delta\alpha_{\text{laminar}}}{\Delta\alpha} \right)^{m_q + 1} \right]}$$

[13] Ec. 3.12

$$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha_{\text{laminar}} + \Delta\alpha_{\text{turbulenta}}) = 1 = 1 - e^{\left[ -a_q \cdot \left( \frac{\Delta\alpha}{\Delta\alpha} \right)^{m_q + 1} \right]}$$

[13] Ec. 3.13

Donde:

$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha_{\text{laminar}})$  = Fracción de masa quemada al final de la fase laminar.

$X_q(\alpha_{AE} + \Delta\alpha_{\text{laminar}} + \Delta\alpha_{\text{turbulenta}})$  = Expresión de la masa totalmente quemada al final.

$a_q, m_q$  = Parámetro para optimizar la combustión.

$\alpha_{AE}$  = Ángulo de inicio de la combustión [rad].

$\Delta\alpha$  = Ángulo o duración total de la combustión [rad].

$\Delta\alpha_{\text{laminar}}, \Delta\alpha_{\text{turbulenta}}$  = Ángulo ocupado por combustión laminar, y turbulenta [rad].

Con todos estos datos ya se conocería perfectamente como es la evolución de la fracción de masa quemada a lo largo del proceso de combustión, con lo que se conocería cómo evoluciona el calor desprendido de la misma, ya que tiene relación directa con cuánta cantidad de esa mezcla se ha quemado.

Los datos que se desconocen en esta sección, como son los ángulos ocupados por cada una de las fases, se estudiarán a continuación.

### 3.5.2 LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR Y ÁNGULO OCUPADO POR LA COMBUSTIÓN

Como ya se dijo en la anterior Sección 3.5.1, se conocerá el ángulo ocupado por la combustión debido a la hipótesis de simetría establecida sobre el PMS. Por lo tanto se dispondrá de cuánto abarca dicha combustión, sin embargo, se diferencia entre las dos partes que ocurren en ésta, la fase laminar y la fase turbulenta, las cuales no serán simétricas ni a partes iguales respecto a ningún punto.

Llegado este punto queda claro que habrá que hallar ambos ángulos para las diferentes fases de la combustión, y que a su vez la suma de ambos dará el ángulo total abarcado por la combustión.

$$\Delta\alpha = \Delta\alpha_{\text{laminar}} + \Delta\alpha_{\text{turbulenta}}$$

[13] Ec. 3.14

Donde:

$\Delta\alpha$  = Ángulo o duración total de la combustión [rad].

$\Delta\alpha_{\text{laminar}}$  = Ángulo ocupado por combustión laminar [rad].

$\Delta\alpha_{\text{turbulenta}}$  = Ángulo ocupado por combustión turbulenta [rad].

Por lo tanto a partir de aquí se deberán hallar ambos ángulos de las respectivas fases.

Se empezará por el caso laminar. Para hallar dicho ángulo, se utilizará una fórmula distinta a la que será empleada para hallar el ángulo ocupado por la fase turbulenta. En dicha fórmula tomarán parte tanto la geometría del motor, como la velocidad de giro, hasta el tipo de carburante que se empleará durante el ciclo.

$$\Delta\alpha_l = C \cdot [u_m \cdot \nu]^{1/3} \left[ \frac{\gamma(\alpha)}{S_L} \right]^{2/3}$$

[13] Ec. 3.15

Donde:

$\Delta\alpha_l$  = Ángulo ocupado por combustión en régimen laminar [rad].

C = Constante dependiente de la geometría del motor.

$u_m$  = Velocidad media del émbolo [m/s].

$\nu$  = Viscosidad cinemática del aire [m<sup>2</sup>/s].

$y(\alpha_{AE})$  = Altura de la cámara de combustión en el adelanto al encendido [m].

$S_L$  = Velocidad de propagación de la llama [m/s].

Para realizar este cálculo, se tomarán una serie de valores para cada parámetro acorde a las siguientes hipótesis:

- Para el valor de la viscosidad cinemática será necesario conocer el rango de temperaturas en las que toma lugar la fase laminar de la combustión. Para ello y como dicha fase solo ocupa un 1% del total, se tomará el dato hallado mediante la ecuación de los gases ideales, en el punto de inicio de la combustión, por lo tanto nuestro parámetro  $\nu$  tendrá un valor de:

$$\nu = 2.94 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

- El parámetro  $C$  que se estipula mediante la geometría del motor, tendrá un valor exactamente igual durante la fase turbulenta de esta combustión.

$$C=C'$$

- Para el cálculo de la velocidad de la llama en el régimen laminar, se tendrá que realizar un estudio más profundo sobre el parámetro. Quedando así la fórmula:

$$S_L = S_{L,0} \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left( \frac{P}{P_0} \right)^\beta$$

[13] Ec. 3.15

Donde:

$S_L$  = Velocidad de propagación de la llama [m/s].

$S_{L,0}$  = Constante de velocidad dependiente del tipo de combustible [m/s].

$T_u$  = Temperatura en el adelanto al encendido [K].

$T_0$  = Temperatura de la admisión [K].

$P$  = Presión en el adelanto al encendido [Pa].

$P_0$  = Presión de la admisión [Pa].

$\alpha$  = Constante.

$\beta$  = Constante.



Una vez presentada la ecuación que dará la velocidad de llama, se tendrá que dar valores a los diferentes parámetros y constante que se desconocen hasta ahora, como  $\alpha$ ,  $\beta$  y  $S_{L,0}$ . Los valores para las temperaturas y las presiones podrán ser obtenidos fácilmente de la ecuación de los gases que se aplicó en la Sección 3.3.

Ahora, se procederá mediante la bibliografía [13] consultada a hallar los diferentes valores para nuestros parámetros desconocidos, siendo:

$$\text{i. } \alpha = 2.18 - 0.8 \cdot (F_r - 1)$$

$$\text{ii. } \beta = -0.16 + 0.22 \cdot (F_r - 1)$$

$$\text{iii. } S_{L,0} = B_m + B_F \cdot (F_r - F_{rm})$$

Donde:

$F_r$  = Dosado relativo.

$F_{rm}$  = Dosado relativo para el caso a estudio de la gasolina.

$B_m$  = Constante de velocidad dependiente del tipo de combustible [m/s].

$B_F$  = Constante de velocidad dependiente del tipo de combustible [m/s].

Por lo tanto, y una vez introducidos estos valores aguas arriba en las ecuaciones, llegamos al valor que tendrá nuestro frente de llama durante la combustión laminar:

$$S_{L \text{ GASOLINA}} = 26 \text{ [cm/s]}$$

Una vez conocida la velocidad del frente de llama en la fase laminar, aún se tendrán incógnitas ante la Ecuación 3.13 para conocer el ángulo que ésta ocupa, por tanto, se procederá a presentar la ecuación para hallar el ángulo ocupado por la fase turbulenta, y más tarde relacionar ambas expresiones.

$$\Delta\alpha_t = C' \cdot \frac{D}{y^*} \cdot \left[ \frac{\rho(\alpha_i)}{\rho^*} \right]^{10/9} \cdot [u_m v^*]^{1/3} \cdot \left[ \frac{y(\alpha_i)}{S_L} \right]^{2/3}$$

[13] Ec. 3.16

Donde:

$\Delta\alpha_t$  = Angulo ocupado por combustión en régimen turbulento [rad].

$C', C, D$  = Constantes dependientes de la geometría del motor.

$y^*$  = Altura media de la cámara en el punto muerto superior [m].

$\rho(\alpha_i)$  = Densidad del aire en el adelanto al encendido [ $\text{Kg/m}^3$ ].

$\rho^*$  = Densidad del aire en el punto muerto superior [ $\text{Kg/m}^3$ ].

$u_m$  = Velocidad media del émbolo [m/s].

$\nu^*$  = Viscosidad cinemática en el punto muerto superior [ $\text{m}^2/\text{s}$ ].

$y(\alpha_i)$  = Altura de la cámara de combustión en el adelanto al encendido [m].

$S_L$  = Velocidad de propagación de la llama [m/s].

Como se puede apreciar a través de la fórmula del régimen turbulento, es una fórmula ampliada a través de la fórmula para régimen laminar. En ella se vuelve a ver como la constante  $C'$  se sigue desconociendo, sin embargo, serán de gran ayuda las hipótesis anteriores para sacar dicho valor.

Se aplicará un sistema de ecuaciones entre ambas fórmulas para conocer el valor de  $C$  y  $C'$  (recordar la hipótesis que se establecía) y ambos ángulos ocupados por cada una de las fases.

Por lo tanto se servirán de:

$$\Delta\alpha_{\text{total}} = \Delta\alpha_{\text{laminar}} + \Delta\alpha_{\text{turbulenta}}$$

$$\Delta\alpha_{\text{total}} = 2 \cdot \alpha_{AE}$$

[13] Ec. 3.14

Quedando:

$$C = C' = 15.685$$

$$\Delta\alpha_{\text{laminar}} = 7.46^\circ$$

$$\Delta\alpha_{\text{turbulenta}} = 62.75^\circ$$

Por lo tanto una vez conocidas las amplitudes de ángulos de ambas fases se podrá preceder a ajustar los parámetros  $a_q$  y  $m_q$ , lo cual era la finalidad detallada de este proceso realizado anteriormente.

Una vez ajustadas dichas incógnitas, se procederá a sustituir en la ecuación 3.13 todos los datos a lo largo de la amplitud de la combustión por lo que, fuera de ese rango, lógicamente no tendrá sentido alguno utilizar dicha ecuación, ya que o bien no se ha inyectado el combustible aún al cilindro, o bien la combustión para ese ciclo de carga ya ha sido realizada.

### 3.5.3 LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR: CALOR APORTADO POR LA COMBUSTIÓN

Una vez conocida la manera en que nuestro frente de llama avanzará produciendo la combustión progresiva de la mezcla, se podrá emplear la ecuación que define el calor aportado por la combustión al ciclo de carga.

Dicha ecuación tendrá dos variantes. Como ya se estudió en la Sección 3.3 y mediante la Ecuación 3.2, el calor liberado por la combustión depende de la masa de combustible, de su límite calorífico interior y del rendimiento de la misma. Sin embargo y como se estudió en la sección anterior, este calor será liberado de forma progresiva en función, de la fracción de masa de mezcla quemada para cada instante, por lo tanto no será liberado súbitamente, como ocurriría en caso de que nuestra mezcla mostrase un episodio de autoignición.

Por lo tanto a continuación se verá la modificación hecha a la Ecuación 3.2, para expresar de forma correcta la manera en que ésta proporciona calor al medio:

Originariamente:

$$Q_c = L_i \cdot m_c \cdot \eta_{comb}$$

[13] Ec. 3.2

Modificando la expresión en función del ángulo de cigüeñal:

$$Q_c(\alpha) = L_i \cdot m_c \cdot \eta_{comb} \cdot X_q(\alpha)$$

[13] Ec. 3.17

Donde:

$Q_c(\alpha)$  = Calor aportado por la combustión en función del ángulo de cigüeñal [J/rad].

$L_i$  = Poder calorífico del combustible [J/Kg].

$m_c$  = Masa de combustible [Kg].

$\eta_{comb}$  = Rendimiento de la reacción.

$X_q(\alpha)$  = Fracción de masa quemada en la combustión en función del ángulo de cigüeñal.

Conocida la expresión que expresará la forma en la que el combustible aporta calor al ciclo, se podrá modificar la misma de tal modo que avanzado este estudio sirva de ayuda, ya que como vimos en la Ecuación 3.7, nuestro calor actuará en forma de derivada respecto al ángulo, por lo que habrá que hacer los consecuentes cambios de cara a la utilidad del mismo en un futuro.

Una vez realizadas las consecuentes modificaciones obtendremos:

$$\frac{dQ_c(\alpha)}{d\alpha} = F_R \cdot F_e \cdot L_i \eta_{comb} \cdot \frac{p_{1'} \cdot V_{1'}}{R_{ga} \cdot T_{1'}} \cdot \frac{dx_q(\alpha)}{d\alpha}$$

[13] Ec. 3.18

Donde:

$Q_c(\alpha)$  = Calor aportado por la combustión en función del ángulo de cigüeñal [J/rad].

$F_e$  = Dosado estequiométrico.

$F_r$  = Dosado relativo.

$L_i$  = Poder calorífico (inferior) del combustible [J/Kg].

$\eta_{comb}$  = Rendimiento de la reacción.

$p_{1'}$  = Presión en el inicio del ciclo de trabajo [Pa].

$V_{1'}$  = Volumen en el inicio del ciclo de trabajo [m<sup>3</sup>].

$T_{1'}$  = Temperatura en el inicio del ciclo de trabajo [K].

$R_{g \text{ aire}}$  = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

Se aprecia que en esta nueva fórmula nuestro término  $m_c$  ha desaparecido, razón por la cual ha sido sustituido por su transformación mediante los dosados y la masa de aire, contenida en el ciclo (dicha masa de aire queda expresada como el cociente plasmado en la ecuación, fruto de operar con la ecuación de los gases ideales).

Nótese en adicción, que aparece un nuevo término como era de esperar, dada la operación de derivación, ya que la fracción de masa quemada es el único que depende del ángulo del cigüeñal, por lo que será necesario operar la Ecuación 3.13 y derivarla respecto al ángulo de giro, quedando por tanto:

$$\frac{dx_q(\alpha)}{d\alpha} = \frac{a_q \cdot (m_q + 1)}{\Delta\alpha} \left[ \frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta\alpha} \right]^{m_q} \exp \left\{ -a_q \left( \frac{\alpha - \alpha_i}{\Delta\alpha} \right)^{m_q + 1} \right\}$$

[13] Ec. 3.19

Donde:

$X_q(\alpha)$  = Fracción de masa quemada.

$m_q$  = Parámetro para optimizar la combustión.

$a_q$  = Parámetro para optimizar la combustión.

$\alpha_i$  = Ángulo de inicio de la combustión o adelanto al encendido [rad].

$\Delta\alpha$  = Ángulo o duración total de la combustión [rad].

$\alpha$  = Ángulo instantáneo del cigüeñal [rad].

Por lo tanto y una vez expresados los parámetros que definen como será el aporte de calor al ciclo, se podrá comenzar el estudio de como éste será en cierta medida perdido mediante convección por las paredes del cilindro, por lo que el ciclo quedará totalmente definido conociendo realmente cuál es el calor que se aprovecha por ciclo, ya que será en consecuencia la diferencia de calores aportado y perdido por contacto con el exterior.

#### **3.5.4 LEYES DE LIBERACIÓN DE CALOR: CALOR PERDIDO POR TRANSFERENCIA DE CALOR DENTRO DEL CILINDRO.**

Como ya se explicó anteriormente, el calor producido por la combustión en el ciclo termodinámico, sufrirá un detrimento en favor de una transferencia de calor por convección dentro del cilindro. Dicho lo cual, es obvio tener en cuenta el calor perdido a través de las paredes del cilindro, a la hora de estudiar el calor que es producido y aprovechado en el ciclo de carga.

Todo lo anterior queda resumido en la ecuación que recoge el calor neto obtenido por ciclo, quedando:

$$Q = Q_c - Q_h$$

[13] Ec. 3.20

Donde:

$Q$  = Calor neto obtenido por ciclo de carga [J].

$Q_c$  = Calor generado por la combustión en el ciclo [J].

$Q_h$  = Calor perdido por transferencia de calor en el ciclo [J].

De esta ecuación se conoce el calor obtenido de la combustión del combustible. Quedaría conocer el calor perdido por transferencia de calor con el exterior a través de las paredes del cilindro, por lo que se procede a su estudio.

Como se recordará de la sección anterior, el calor perdido o producido en el ciclo, ha de estudiarse en su forma derivada, ya que nuestro estudio energético así lo exige. Por lo tanto se trabajará con la función derivada del calor perdido por transferencia de calor, respecto al ángulo de cigüeñal en el que se encuentre el motor. Siendo de la siguiente manera:

$$\frac{dQ_h}{d\alpha} = \frac{A_h(\alpha) \cdot h_c(\alpha)}{\omega} (T_g(\alpha) - T_p)$$

[13] Ec. 3.21

Donde:

$Q_h$  = Calor perdido durante la combustión [J].

$\alpha$  = Ángulo en el que se encuentra el cigüeñal [rad].

$A_h(\alpha)$  = Área instantánea de transferencia de calor [m<sup>2</sup>].

$h_c(\alpha)$  = Coeficiente instantáneo de transferencia de calor [W/K·m<sup>2</sup>].

$T_g(\alpha)$  = Temperatura media termodinámica [K].

$T_p$  = Temperatura media en las paredes de la cámara de combustión y el cilindro [K].

$T_p = 493$  [K] dato tomado de la bibliografía. Calculado a través del valor promedio de los distintos elementos, ponderado según la superficie de cada uno.

$\omega$  = Velocidad angular [rad/s].

Dicha fórmula representa las pérdidas a lo largo del ciclo que se crean por convección, por lo que las pérdidas ligadas a la conducción (debido a la baja resistencia térmica) y a la radiación serán supuestas como nulas, ya que en comparación con las pérdidas por convección, éstas son insignificantes.

Además, analizando la Ecuación 3.21 se puede comprobar cómo se carece de datos como el coeficiente instantáneo y la temperatura termodinámica media del ciclo, por lo que se procede a su cálculo.

Para el coeficiente de convección que se tendrá dentro del cilindro, se utilizará la correlación de Woschni, siendo la misma:

$$h_c(\alpha) = 3.26 \cdot D^2 \cdot p(\alpha)^{0.8} \cdot T_g^{-0.55} \cdot u_m^{0.8}$$

[13] Ec. 3.22

Donde:

$h_c(\alpha)$  = Coeficiente instantáneo de convección [ $W/K \cdot m^2$ ].

$D$  = Diámetro del cilindro [m].

$p(\alpha)$  = Presión del aire en el transcurso del ciclo [KPa].

$T_g$  = Temperatura media de los gases en el transcurso del ciclo [K].

$u_m$  = Velocidad media de los gases en el interior del cilindro [m/s].

De nuevo se puede contar con todos los parámetros menos con el dato de la temperatura media en el transcurso del ciclo.

En la Sección 3.3 se calculó la misma a través de los procesos que sufría el aire dentro del cilindro, por lo que de la misma manera, será calculada en esta ocasión, de nuevo con ayuda de la ecuación de la ley de los gases ideales:

$$T_g(\alpha) = \frac{P(\alpha) \cdot V(\alpha)}{R_{g \text{ aire}} \cdot m_{1'}}$$

[13] Ec. 3.23

Donde:

$m_{1'}$  = Masa total de gases del ciclo [Kg].

$R_{g \text{ aire}}$  = Constante del aire como gas ideal [J/Kg·K].

$T_g(\alpha)$  = Temperatura media de los gases en el transcurso del ciclo [K].

$V(\alpha)$  = Volumen del cilindro en cada instante del ciclo [ $m^3$ ].

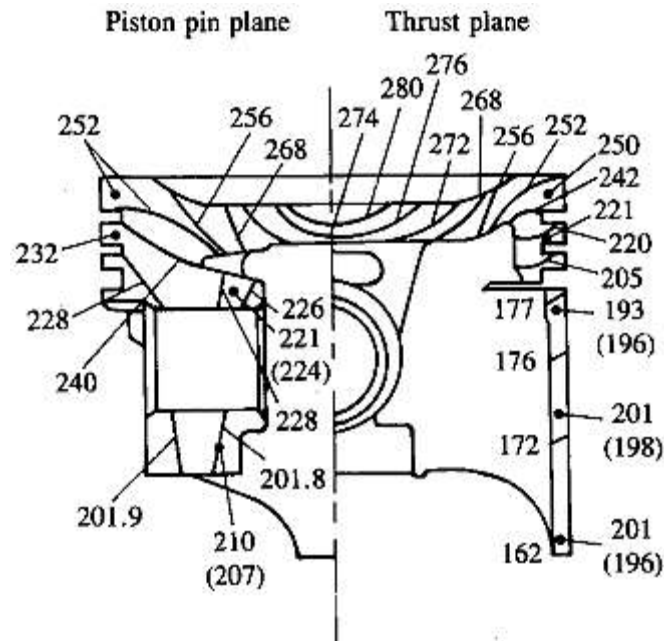
$P(\alpha)$  = Presión del aire en cada instante del ciclo [Pa].

Como cabría esperar, y dado que el nombre lo indica, esta temperatura se mantendrá constante durante todo el cálculo. Esto es así dado que se busca la temperatura media durante el ciclo y porque los valores que cambian son el volumen y la temperatura, los cuales están relacionados entre sí. Por lo que el valor de la temperatura que se obtiene es siempre el mismo y equivale a  $T_g = 648 \text{ K}$ .

Además de haber podido ser calculado sólo con los valores de volumen y presión en el punto de retraso al cierre de admisión o RCA.

Volviendo a la Ecuación 3.21, se tomó como valor para la temperatura media de las paredes  $T_p = 493 \text{ K}$ , tomada de la bibliografía [13]. Se podrá suponer constante, ya que la inercia térmica de las mismas debido a su variación durante un ciclo es ínfima. Dicho

valor, fue obtenido y elegido entre otros por su alta similitud respecto al tipo de motor que se estudia en este Trabajo Final de Grado, obtenido del gráfico siguiente:



[13] Figura 3.8 Temperaturas de los componentes del cilindro °C

Como se aprecia en la Figura 3.8, se dispone de una variedad grande de puntos a estudio, con su correspondiente temperatura para cada uno. Por ello, se decidió tomar todos los valores y obtener una temperatura media de los mismos, la cual fue la elegida para formar parte de los cálculos, en especial en la Ecuación 3.21.

Otro parámetro que se desconoce sería la velocidad de los gases en el interior del cilindro. Donde se utilizará la siguiente expresión:

$$\omega(\alpha) = 2,28 \cdot U_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot \left( \frac{q \cdot T_{AE}}{P_{AE} \cdot V_{AE}} \right) \cdot (P(\alpha) - P_{CICLO\ AIRE}(\alpha))$$

[13] Ec. 3.24

Donde:

$U_m$  = Velocidad media del embolo del cilindro [m/s].

$q$  = Cilindrada unitaria [m<sup>3</sup>].

$T_{AE}$  = Temperatura en el adelanto al encendido [K].

$V_{AE}$  = Volumen en el adelanto al encendido [m<sup>3</sup>].

$P_{AE}$  = Presión en el adelanto al encendido [Pa].



$P(\alpha)$  = Presión de los gases del cilindro en cada instante [Pa].

$P_{\text{CICLO AIRE}}(\alpha)$  = Presión del ciclo de aire del cilindro en cada instante [Pa].

Una vez se conocen todos los parámetros necesarios para definir las ecuaciones de esta sección, se disponen de todos los datos necesarios para comenzar con la resolución de este balance de energía mediante derivación.

### 3.6 INTEGRACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA PARA DETERMINAR $P(\alpha)$

Definidos todos los parámetros de la ecuación de energía (Ecuación 3.8), sólo faltaría integrar la misma para obtener el valor de la presión en cada punto del ciclo de trabajo.

La integración de la ecuación de balance de energía se integra numéricamente mediante diferencias finitas haciendo uso del método de Euler explícito. De dicho proceso se obtiene la presión instantánea en el interior del cilindro para cada uno de los puntos de cálculo.

$$\frac{dp(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\gamma(T)-1}{V(\alpha)} \cdot \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} - \gamma(T) \cdot \frac{p(\alpha)}{V(\alpha)} \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha}$$

[13] Ec. 3.7

Donde:

$P(\alpha)$  = Presión en cada ángulo del cigüeñal [Pa].

$\gamma$  = Relación de calores específicos.

$T$  = Temperatura en cada instante [K].

$V(\alpha)$  = Volumen en cada instante del cigüeñal [m<sup>3</sup>].

$Q(\alpha)$  = Calor aportando en cada instante [J].

Como se ha ido definiendo a lo largo del proceso, el punto de inicio de este ciclo de trabajo será el mismo desde el que se empezaron a calcular los valores de los distintos parámetros del ciclo, en la Sección 3.3 mediante la ecuación de gases ideales para el punto 1'. Por ello, nuestro punto de inicio equivaldría al ángulo de RCA, por ello 244°.

Respecto a la amplitud total del proceso, se hará de forma tal que comprenda como hasta ahora, el ángulo de cierre a la admisión hasta el momento en el que habría un

adelanto a la apertura de escape, pero dado que nuestra hipótesis requería que éste fuese nulo, nuestro ciclo de trabajo estará comprendido hasta los 540°.

Para entender mejor cómo funcionará la función para la presión y el volumen en cada uno de los puntos a estudio, se procede a integrar la ecuación de energía para después explicar detalladamente el procedimiento a seguir y su forma de actuar.

$$p_{n+1} = p_n \left\{ 1 - \Delta\alpha \cdot \frac{\gamma(T_{\alpha_n})}{V(\alpha_n)} \cdot \frac{dV(\alpha_n)}{d\alpha} \right\} + \Delta\alpha \cdot \frac{\gamma(T_{\alpha_n}) - 1}{V(\alpha_n)} \cdot \frac{dQ(\alpha_n)}{d\alpha}$$

[13] Ec. 3.25

Donde:

$p_{n+1}$  = Presión dentro del cilindro en el punto “n+1” [Pa].

$p_n$  = Presión dentro del cilindro en el punto “n” [Pa].

$\alpha$  = Ángulo de giro del cigüeñal [rad].

$\alpha_n$  = Ángulo de giro del cigüeñal en el punto “n” [rad].

$\gamma$  = Relación de calores específicos.

$\Delta\alpha$  = Ángulo de giro del cigüeñal entre el punto “n” y el punto “n+1” [rad].

$V(\alpha_n)$  = Volumen del cilindro [m<sup>3</sup>].

$T_{\alpha_n}$  = Temperatura en el punto anterior “n” [K].

$Q(\alpha_n)$  = Calor en el transcurso del ciclo de trabajo para el punto “n” [J].

Lo primero que llama la atención es la forma de actuar de esta función. Como se puede observar, el siguiente punto de la función será hallado a efectos del punto anterior, es decir, cada nuevo punto de la función será calculado en relación directa al punto anterior.

Como se apuntó anteriormente, la función integrada marca que se debe establecer un punto de referencia para empezar a calcular el resto de puntos de la función, por lo tanto, se introducirá el valor de la presión para el punto 1' ya calculada en la Sección 3.3.

La siguiente variante que se encuentra será “ $\Delta\alpha$ ”, la cual indica cuál será la diferencia de ángulos o de posición entre el punto “n” y el punto “n+1”. Para este caso a estudio, se ha optado por incrementos de 0.5 grados, lo cual hace que la función sea más suave, y vaya de una manera más progresiva.

Como se ve, la función toma de referencia la presión del punto anterior, la cual ha tenido en cuenta el resto de variables del punto “n”, como el volumen instantáneo, el calor neto y la derivada del volumen respecto al ángulo. Por lo que el dato que realmente se sacará de esta función será la verdadera presión del ciclo de trabajo, la cual en un futuro será necesaria para hallar la integral que dará el trabajo del ciclo.

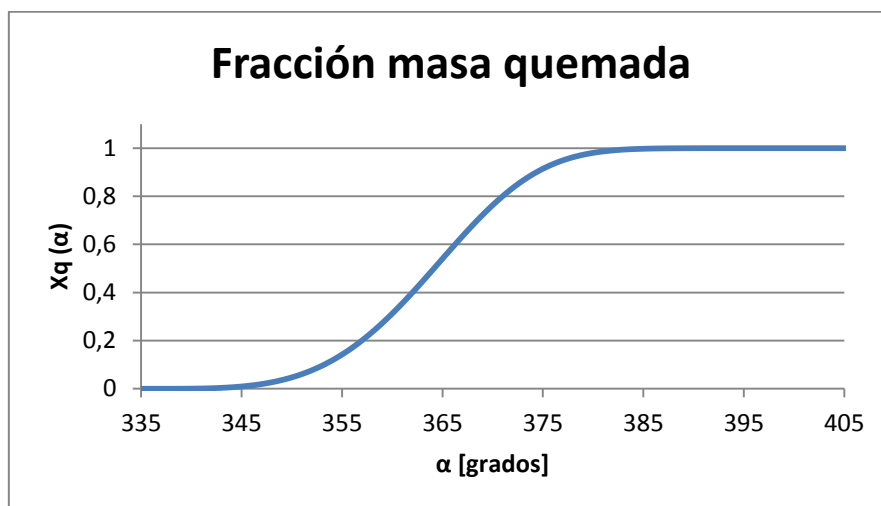
Por otro lado, se realizará la hipótesis de que nuestra relación de calores específicos del aire “ $\gamma$ ”, será constante a lo largo del proceso, tomando un valor de 1,4.

Recalcar que para que exista una estabilidad en la función y un criterio de convergencia, el incremento del ángulo debe ser menor que 1.43 radianes, lo cual en este caso, se cumple ampliamente ya que se tomarán incrementos de  $8.725 \cdot 10^{-3}$  radianes.

### 3.7 RESULTADOS DE LA MODELIZACIÓN DEL CICLO OTTO

#### 3.7.1 LEY DE WIEBE DE LIBERACION DE CALOR, FRACCION DE MASA QUEMADA

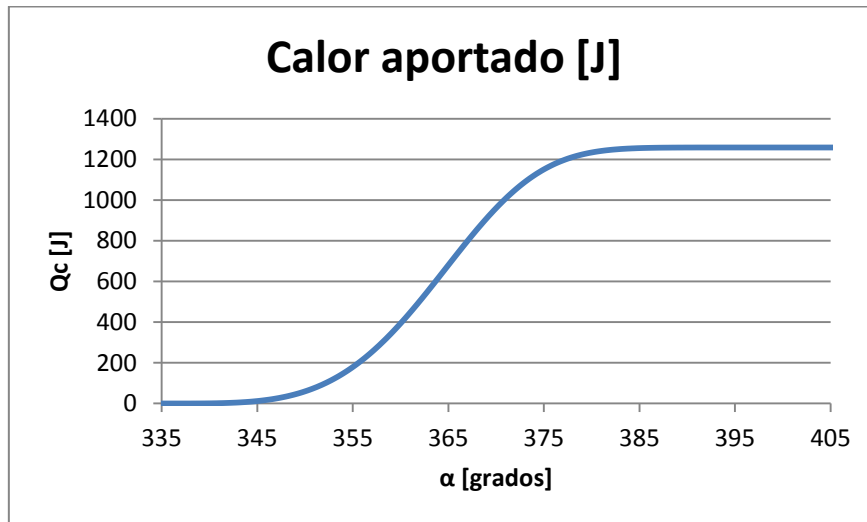
Como se vio en la Sección 3.5.1, esta ley mostrará la evolución de la fracción de la masa quemada de combustible durante la combustión. Su valor deberá ir por tanto acotado entre los valores cero y uno. Además, su evolución estará acotada entre el ángulo de avance al encendido y el ángulo donde terminará de quemarse toda la masa de combustible.



[9] Figura 3.9 Progresión fracción masa quemada

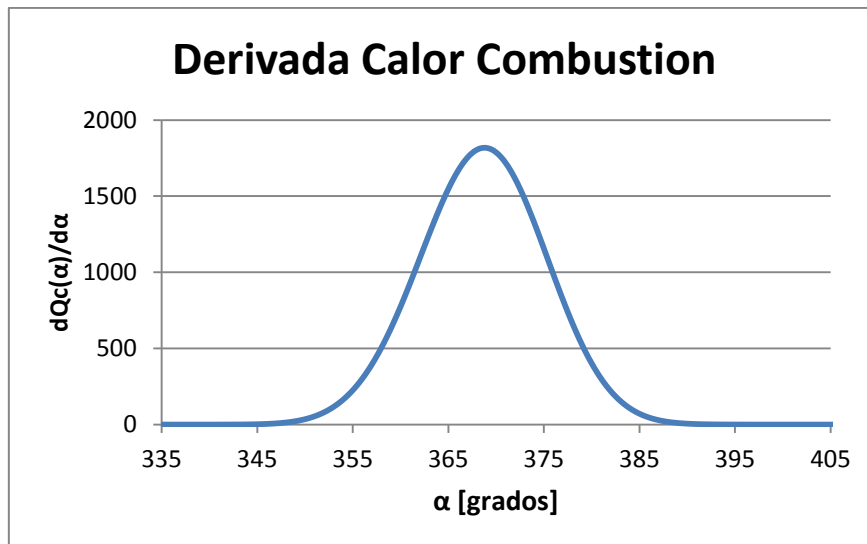
### 3.7.2 LEY DE LIBERACION DE CALOR. CALOR APORTADO POR LA COMBUSTION

En esta gráfica se podrá apreciar la relación existente entre la fracción de la masa quemada y su consiguiente liberación de calor a lo largo de la combustión.



[9] Figura 3.10 Progresión del calor aportado por la combustión

Por otro lado, durante el proceso de obtención de la presión, se trabaja con la forma derivada de esta función de liberación de calor, por ello, se necesitará derivar esta función respecto al ángulo de cigüeñal, quedando:



[9] Figura 3.11 Derivada de la función del calor de combustión

Se puede comprobar que ambas gráficas están relacionadas, si se observa el punto de máximo aporte de calor en la Figura 3.10, ya que presenta una zona de máximo crecimiento (coincidiendo con el PMS) y su derivada, presenta una zona de pendiente

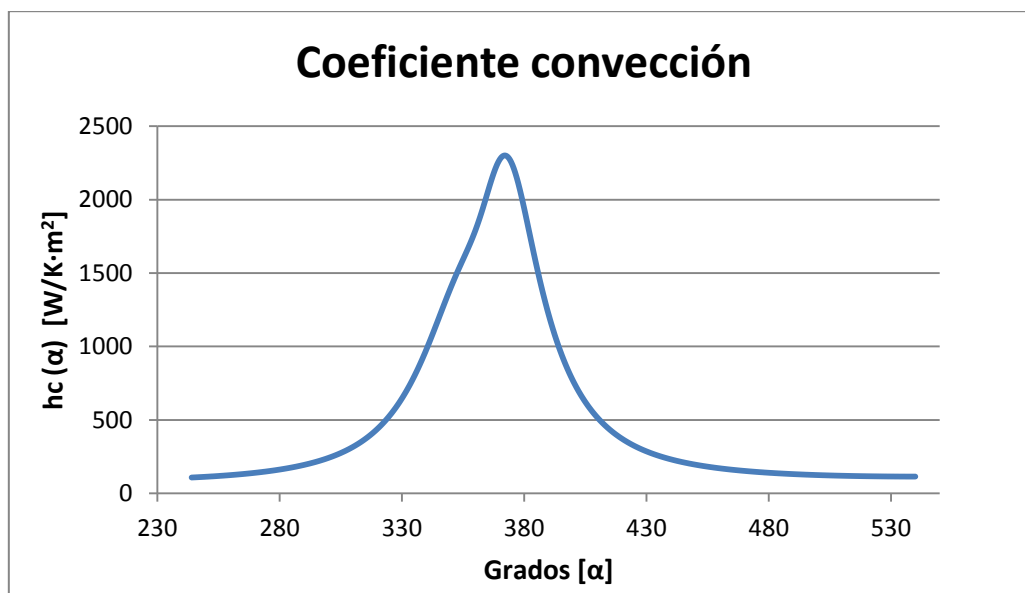
igual a cero. Una vez la aportación de calor se ha acabado, ésta vuelve al valor cero como la corresponde, ya que el calor aportado no aumentará.

### 3.7.3 LEY DE LIBERACION DE CALOR. CALOR EVACUADO HACIA EL EXTERIOR DEL CILINDRO

Al igual que en el apartado anterior, el calor también se ve disipado debido a que las paredes del cilindro no son un aislante perfecto, por ello el calor que aportará la combustión, se irá evacuando hacia el exterior. Estas pérdidas vienen provocadas por el coeficiente de convección que ya se estudió anteriormente, por ello a medida que aumenta la temperatura y la presión, así lo hará también dicho coeficiente.

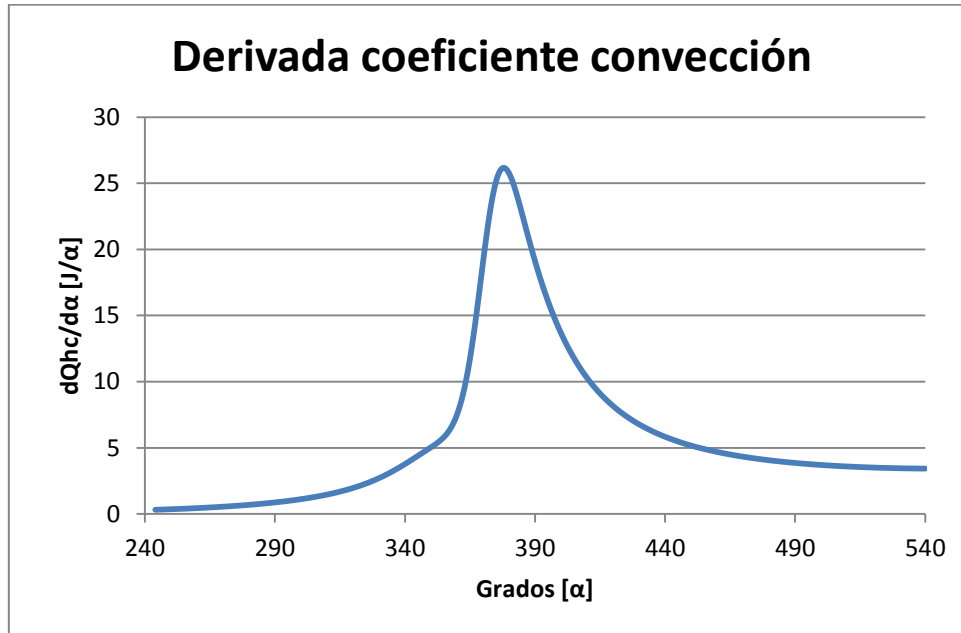
Se aprecia como el coeficiente de convección alcanza su punto máximo después del punto muerto superior, es decir, el coeficiente de convección tendrá un pequeño retraso respecto al proceso que está sucediendo dentro del cilindro.

Por su lado, las pérdidas de calor persistirán una vez pasada la combustión. Ello tiene su razón en que la temperatura del refrigerante siempre será menor que la del cilindro, por tanto se seguirá evacuando calor a lo largo del ciclo. Esto se puede apreciar en el ciclo sin combustión, ya que debido al lapso de tiempo entre el retraso al cierre de la admisión y el adelanto al encendido, no se perderá presión ya que no se tiene en cuenta el calor perdido, no así como en el ciclo con combustión, donde se aprecia una pequeña reducción antes de que la combustión tenga lugar.



[9] Figura 3.12 Evolución del coeficiente de convección

Al igual que en la Sección 3.5.3, se trabajará con la derivada de la fórmula de liberación de calor por convección, para así poder trabajar en las mismas condiciones con ambas fórmulas.

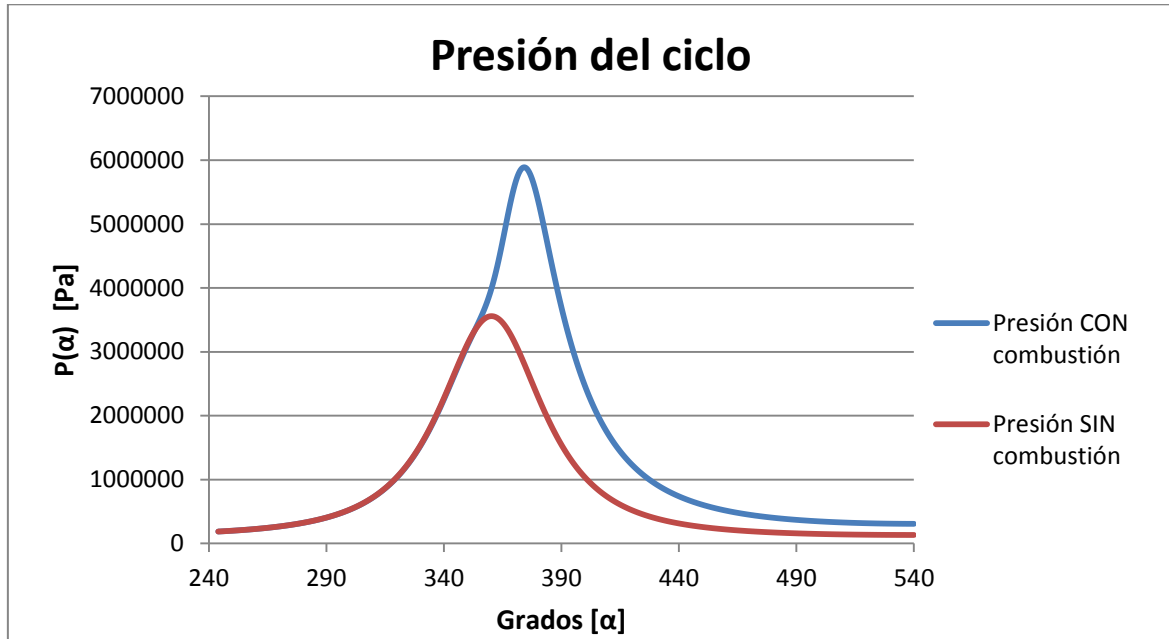


[9] Figura 3.13 Evolución de la derivada del coeficiente de convección

#### 3.7.4 INTEGRACIÓN DE LA ECUACIÓN DE LA ENERGÍA PARA DETERMINAR $P(\alpha)$

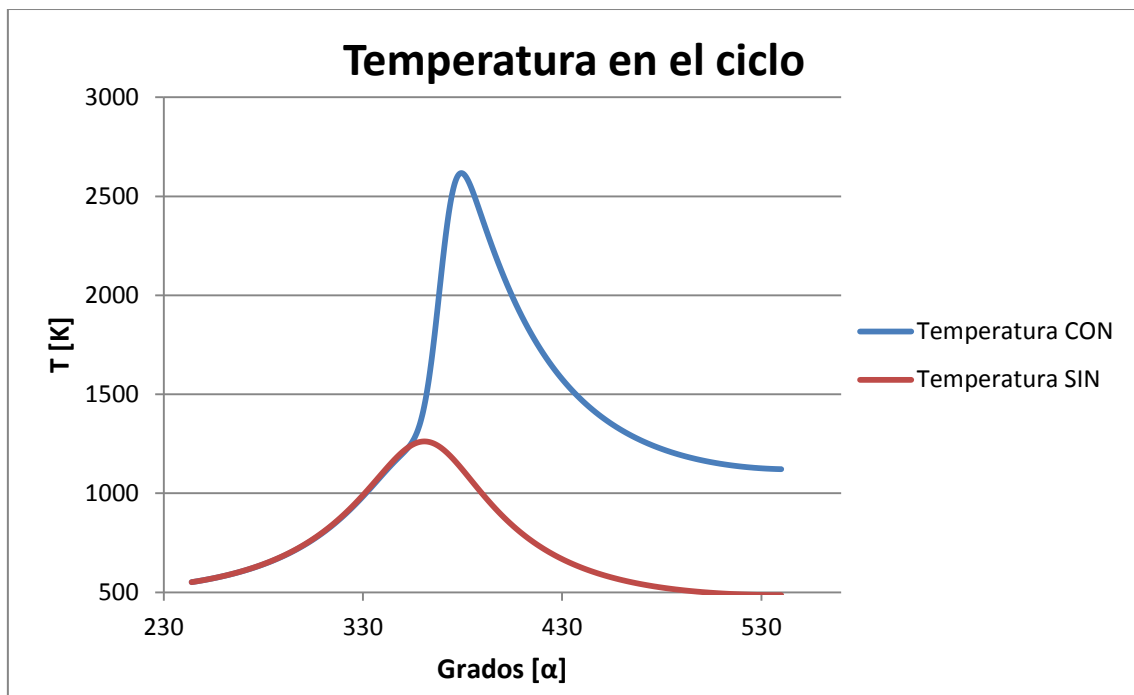
Una vez se tienen todas las ecuaciones que constituyen esta ecuación, se podrá proceder a calcular la presión dentro del cilindro. Como se explicó anteriormente en la Sección 3.6, el paso anterior marcará el devenir del siguiente, mediante pequeños incrementos.

Se representarán los ciclos correspondientes a un proceso donde se quema combustible y el correspondiente al mismo proceso sin él. Se aprecia como la combustión hace cambiar de sobremanera los valores tanto de presión como de temperatura.



[9] Figura 3.14 Evolución de la presión a lo largo del ciclo

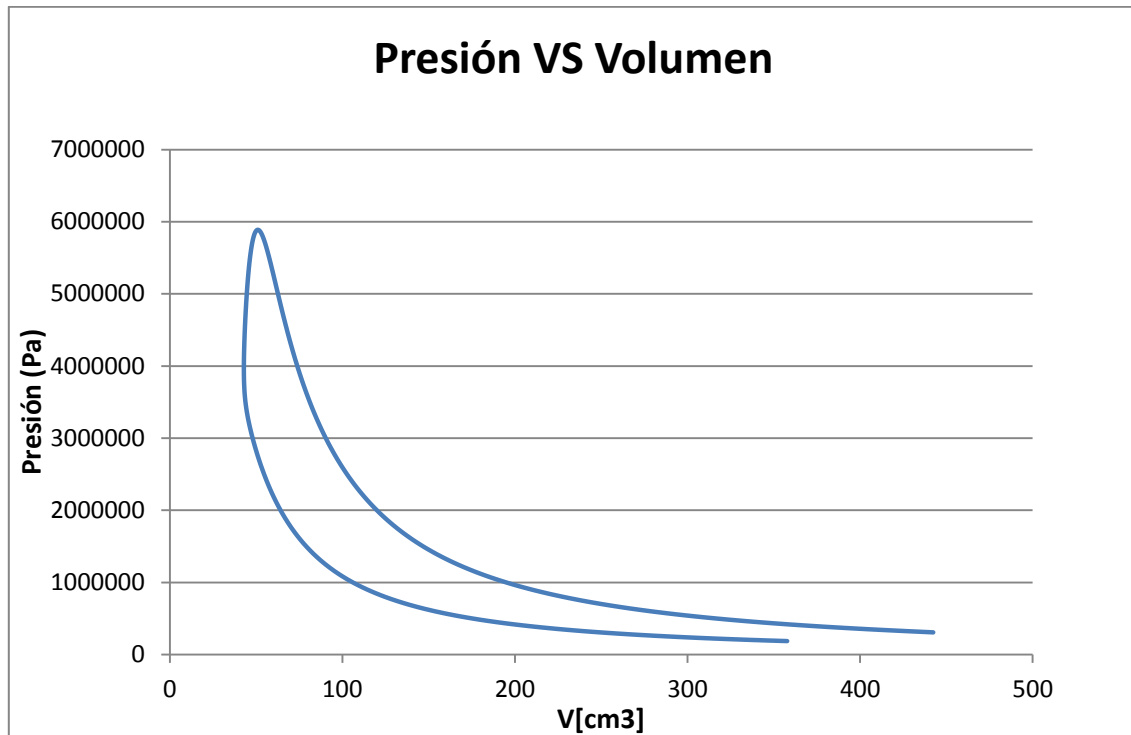
A continuación se presenta el desarrollo de la temperatura a lo largo del ciclo:



[9] Figura 3.15 Evolución de la temperatura a lo largo del ciclo

Para terminar y de cara a la integración del ciclo para hallar el trabajo del mismo, se representa el volumen contra la presión existente a éste. Así se conocerá la potencia que más adelante se comparará con la que el fabricante registra en su catálogo.

Quedando:



[9] Figura 3.16 Evolución de la presión en relación al volumen

### 3.8 ESTUDIOS A CARGAS PARCIALES

Una vez se tiene el estudio a carga máxima del motor, se procede a evaluar cómo será su comportamiento a cargas parciales (en este caso a cargas del 50% y del 25%), para más tarde una vez se sobrealimente el motor, estudiar cómo varía la potencia y el consumo en estas condiciones.

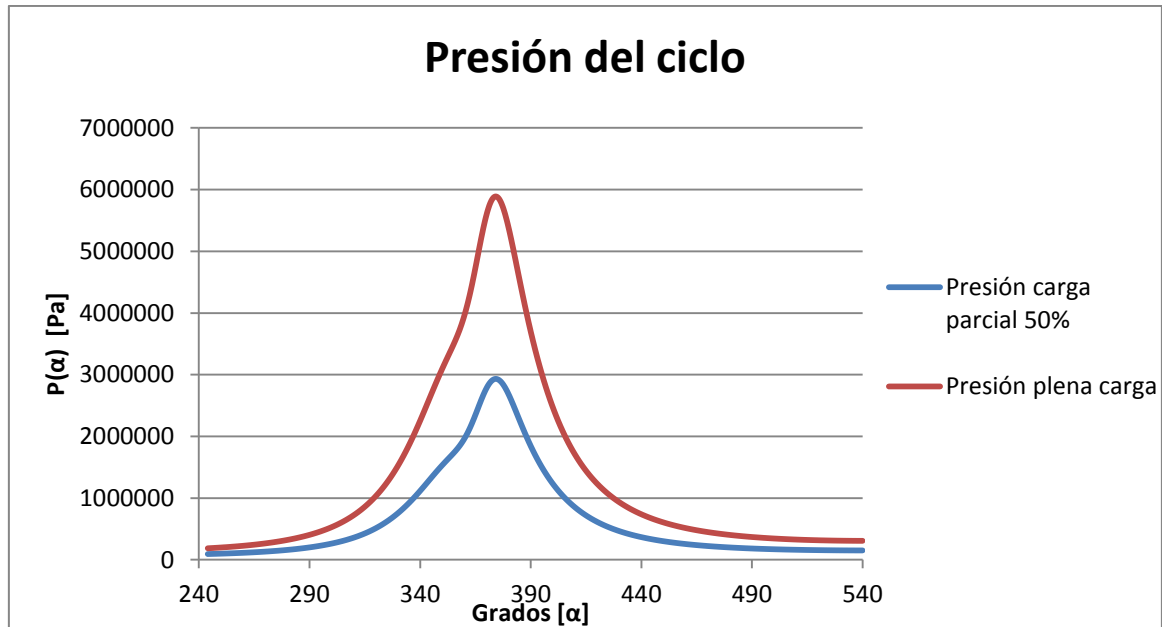
Esto se estudiará debido a que el motor no funcionará estrictamente a plena carga a lo largo de su vida de utilización, por ello se cree conveniente el estudio de otros puntos de funcionamiento que pueden resultar más atractivos, a la hora de evaluar los resultados de este Trabajo Fin de Grado y de cara a un funcionamiento real.

La modificación llevaba a cabo para poder realizar este estudio, consistirá en cambiar los valores iniciales del ciclo, la presión de admisión, la cantidad de aire, y por ende la cantidad de combustible. Para ello y así empezar a trabajar con una presión acorde a la carga que se esté estudiando en ese momento, se partirá de una presión de admisión igual a la mitad o a un cuarto que la que se tendría a plena carga.

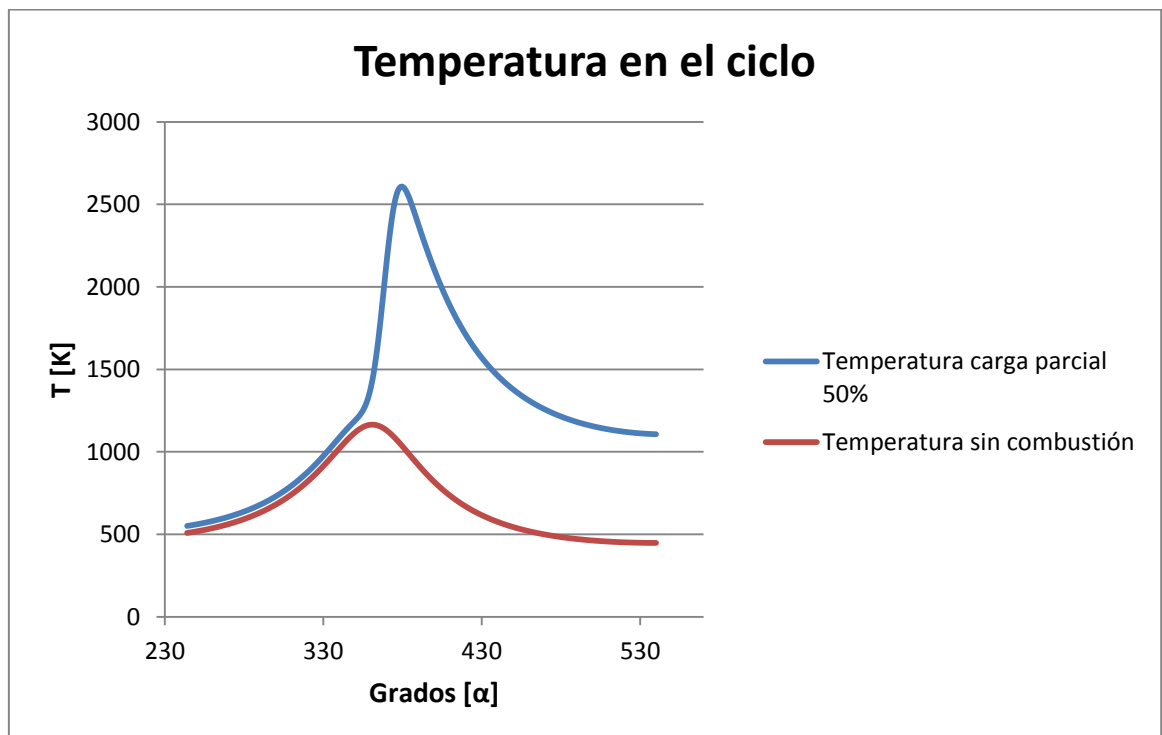


### 3.8.1 CARGA PARCIAL 50%

En ambos apartados se representarán tanto la evolución de la presión, como la evolución de la temperatura y se podrá observar cómo han de ser menores que los valores obtenidos a plena carga, ya que el motor está menos exigido.



[9] Figura 3.17 Evolución de la presión a carga parcial 50%

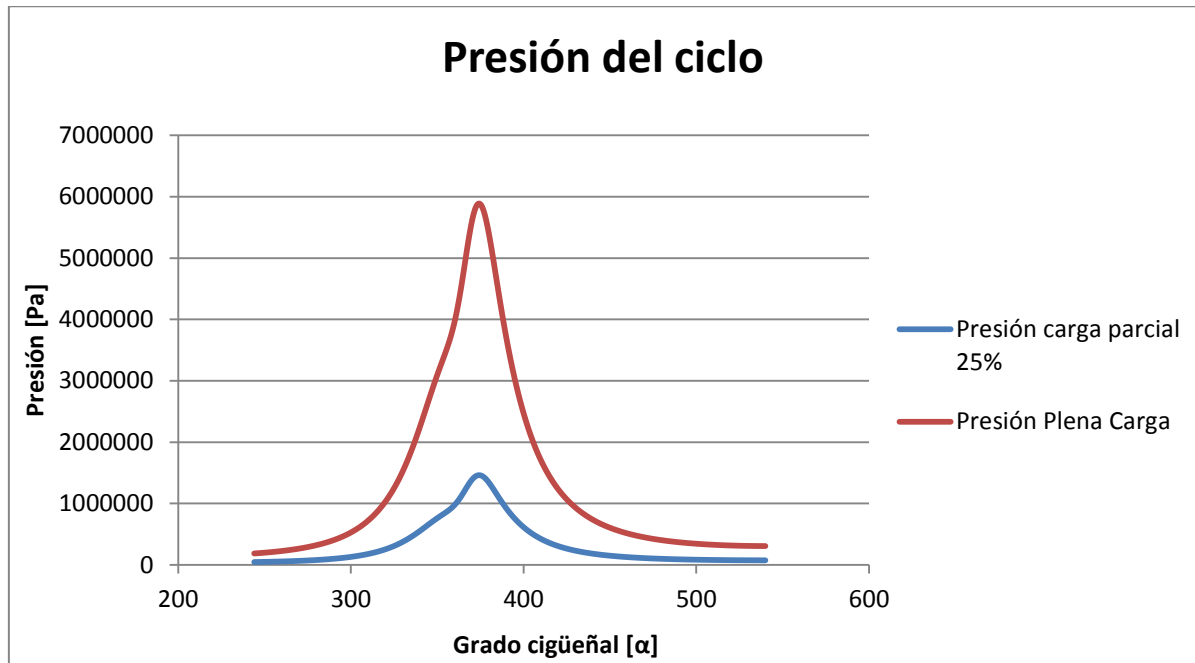


[9] Figura 3.18 Evolución de la temperatura a carga parcial 50%

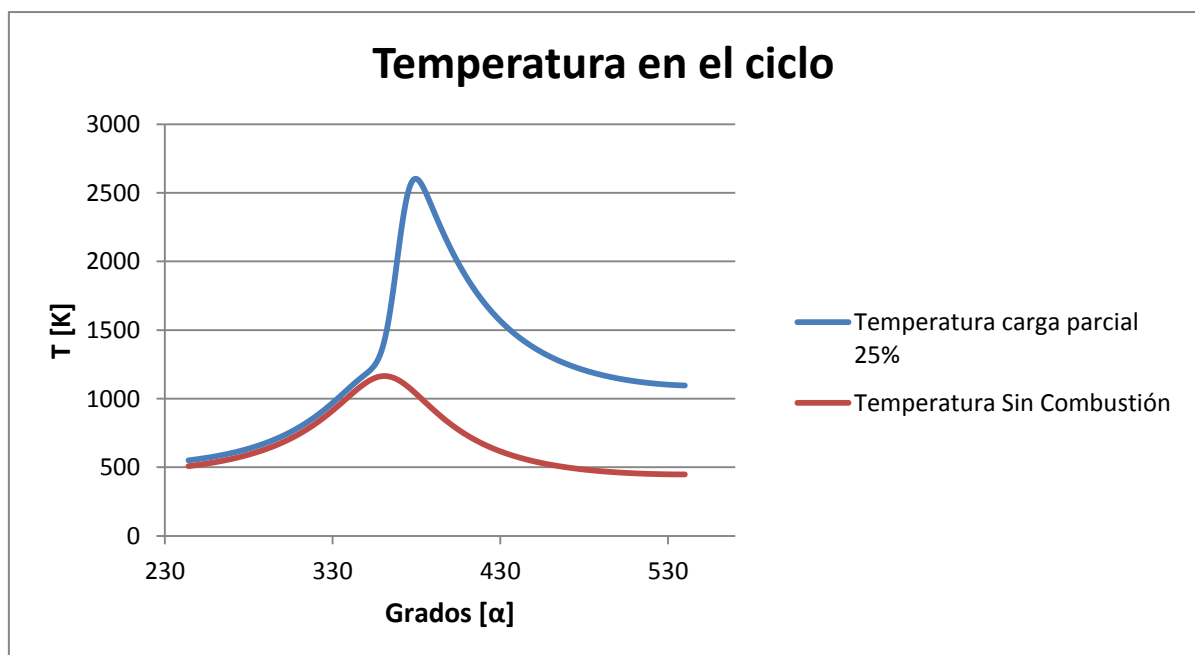
Como se verá más adelante, estos datos serán comparados con el comportamiento a estos regímenes de carga una vez se haya sobrealimentado el motor.

### 3.8.2 CARGA PARCIAL 25%

Ahora se representarán las gráficas correspondientes a la presión y a la temperatura a lo largo del ciclo de carga cuando éste es 25%.



[9] Figura 3.19 Evolución de la presión a carga parcial 25%



[9] Figura 3.20 Evolución de la temperatura a carga parcial 25%

Se puede apreciar como en el caso de carga parcial 25%, el ciclo sin combustión en algunos puntos está por encima de este régimen de actuación, esto es debido a que en el ciclo sin combustión, no se tiene en cuenta el hecho de que existe un coeficiente de convección, el cual provoca pérdidas de calor del cilindro y por tanto la temperatura y la presión disminuirían. Por otro lado, y comparando los datos de presión con la plena carga, confirma que se tienen unas buenas condiciones a cargas parciales ya que muestra como el motor va más desahogado que en dicha situación, y además es importante pensar que éstas, abarcarán la mayor parte de la vida del motor.

### **3.9 TRABAJOS POTENCIAS Y RENDIMIENTOS OBTENIDOS EN CICLO SIN SOBREALIMENTAR**

Como ya se expresó en la sección anterior, una vez se tienen todos los ciclos, sólo quedaría saber cuánto trabajo y potencia se obtienen de cada uno de ellos, pues serán los factores que más adelante se tendrán que comparar con los correspondientes ciclos, en donde la sobrealimentación esté presente.

Además, éstos, tras aplicar un rendimiento mecánico real, deberán ser similares a los que proporciona el fabricante en la ficha del motor, ya que esto indicará que se ha realizado una buena simulación del ciclo de trabajo llevado a cabo en el cilindro.

#### **3.9.1 TRABAJO Y POTENCIA A PLENA CARGA**

Una vez se tienen los valores de la presión y el volumen, se podrá aplicar la siguiente integral, para conocer el trabajo que se obtiene por ciclo:

$$\int_0^{T \cdot \pi} P_{\text{modelo}}(\alpha) \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} \cdot d\alpha$$

[13] Ec. 3.26

En este caso, los límites superior e inferior del ciclo, serán los ángulos de nuestro ciclo cerrado. Es decir, se integrará desde el retraso al cierre de la admisión hasta la apertura de la válvula de escape, porque como se matizó en la Sección 3.2.1, no se trabajará con un adelanto a la apertura del escape.

Ya que se trabaja con una hoja de cálculo, esta integral será calculada mediante la expresión matemática de Simpson, la cual dará un resultado bastante preciso. Siendo la expresión la siguiente:

$$\int_a^b f(x) dx \approx \frac{h}{3} \left[ f(x_0) + 2 \sum_{j=1}^{n/2-1} f(x_{2j}) + 4 \sum_{j=1}^{n/2} f(x_{2j-1}) + f(x_n) \right],$$

[13] Ec. 3.27

Donde:

$h$  = Incremento entre  $n$  y  $n-1$  [rad].

$f(x_0)$  = Primer valor de la serie [J].

$f(x_n)$  = Último valor de la serie [J].

$f(x_{2j})$  = Valores impares de la serie [J].

$f(x_{2j-1})$  = Valores pares de la serie [J].

Una vez establecidos los límites a integrar, obtendremos el trabajo a plena carga.

$$W = 398,451971 \text{ J}$$

Para poder comparar este valor con el que el fabricante proporciona, se necesitará pasar este trabajo a vatios. Para ello, es necesario saber cuánto dura un ciclo de trabajo en estas condiciones, y hallar así la potencia que tendrá el motor.

Dado que este motor a plena carga gira a 4750 rpm, bastará un cálculo sencillo para determinar cuánto tiempo emplea en realizar un ciclo de trabajo, quedando:

$$t = 0.025 \text{ s/ciclo}$$

Además, se tendrá en cuenta cuan bien esta energía química es transformada en energía mecánica, por lo que se impondrá un rendimiento mecánico del 85% [28].

Con todo ello, se habrá aproximado a la realidad lo máximo posible estos cálculos, y se podrá trabajar de una manera lo más realista posible sobre este ciclo de trabajo, lo que permitirá trabajar con datos y valores muy precisos y cercanos a la realidad.

$$P_{\text{plena carga}} = 40642,10104 \text{ W}$$

Obtenido el valor de potencia, se pasará a medir el rendimiento del diagrama termodinámico, ya que permitirá con los resultados obtenidos en él, transformar estos a los que se experimentarían en la realidad. Esto será posible ya que se conoce el valor real de la potencia del motor en estas condiciones, por ello, se podrá establecer el factor del rendimiento mediante una simple división entre los valores de la potencia

obtenidos en el modelo del ciclo, y los que el fabricante proporciona para estas condiciones.

$$\eta_d = \frac{\int_0^{T \cdot \pi} P_{real}(\alpha) \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} \cdot d\alpha}{\int_0^{T \cdot \pi} P_{modelo}(\alpha) \cdot \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} \cdot d\alpha}$$

[13] Ec. 3.28

Sustituyendo:

$$\eta_d = \frac{40000}{40642.10} = 0,984201086$$

Por lo que ya se tendría toda la información para empezar a sobrealimentar el motor, y llegar a los datos y valores que se manejarían en la realidad.

### 3.9.2 TRABAJO Y POTENCIA A CARGAS PARCIALES

Siguiendo los pasos anteriormente utilizados durante los cálculos a plena carga, se obtendrán los datos para las cargas parciales que se estudiaron anteriormente.

- Carga parcial 50%

$$P_{50\% \text{ carga}} = 19934.36635 \text{ W}$$

- Carga parcial 25%

$$P_{25\% \text{ carga}} = 9956.301685 \text{ W}$$

### 3.10 RENDIMIENTOS DEL MOTOR

Al igual que anteriormente, se estudiará el rendimiento que se obtiene del motor a las diferentes cargas estudiadas. Con éstos rendimientos se podrán comparar los que se obtendrán con el ciclo sobrealimentado a cada una de las cargas. Todo ello dará una comparativa global del cambio que sufren las actuaciones del motor, en su etapa atmosférica y en una etapa de sobrealimentación.

El rendimiento de un motor se puede expresar como la relación que habrá, entre la energía obtenida por ciclo y la suministrada para que éste tenga lugar. Es decir, se hará una relación entre la energía calculada en la sección anterior y la energía (en forma de combustible) inyectada en cada ciclo, quedando:

$$\eta = \frac{P}{L_i \cdot \dot{m}}$$

[13] Ec. 3.29

Donde:

$\eta$  = Rendimiento del motor

$P$  = Potencia del motor [W]

$L_i$  = Límite inferior de la gasolina [J/Kg]

$\dot{m}$  = Caudal másico de combustible [Kg/s]

Quedando para los distintos regímenes los siguientes rendimientos:

% de Carga del motor	100%	50%	25%
Rendimiento (%)	31,66	15,78	7,88

[9] **Tabla 3.1** Rendimientos del motor

Una vez se tienen los diferentes estudios realizados en cuanto al ciclo sin sobrealimentar, se pasará a la fase de sobrealimentación del motor, que consistirá en una mayor admisión de aire por parte del cilindro, así como de su correspondiente aumento en masa de combustible, respetando siempre el dosado estequiométrico con el que trabaja dicho motor.

## ***CAPÍTULO 4:***

# ***ETAPA DE SOBREALIMENTACIÓN DEL MOTOR***

Como se habló en la sección anterior, esta nueva parte del Trabajo Final de Grado consistirá en la sobrealimentación del motor, con el objetivo de sacar más trabajo por ciclo y así acercarse con un motor de cilindrada baja a unos valores de operación similares a los de motores mayores.

Por lo tanto se simulará la adición de un grupo turbocompresor. Para ello, tendrán que ser añadidas una serie de condiciones y modificaciones, que simularán un ciclo en el que un grupo turbocompresor esté funcionando.

Los límites de la sobrealimentación estarán siempre relacionados con la autoinflamación de la mezcla, por ello en cuanto a la cantidad de combustible y la

presión de admisión (esta última no tanto) no habrá una limitación excesiva. Sin embargo, hay que trabajar con unas cantidades de combustible razonables ya que uno de los objetivos de este Trabajo Final de Grado es el ahorro de combustible, o mejor dicho, obtener una potencia mayor con una cantidad de combustible ligeramente superior.

Por ello, se decide aumentar la presión de admisión un 50% respecto al ciclo a plena carga, simulando por tanto, un aire comprimido a una presión alta que vendría desde el compresor de ese grupo turbocompresor. Así mismo, se está trabajando con un motor de ignición forzada, por lo tanto, para obtener una mayor potencia de éstos para dichas condiciones, es necesario mantener el dosado estequiométrico mientras se aumenta la cantidad de aire que se está admitiendo (otra de las características de la adición de un grupo turbocompresor). En consecuencia, el gasto de combustible también aumenta en relación al dosado, como era de esperar, pero será esta modificación la más significativa de cara al trabajo que se extrae por ciclo de trabajo.

#### **4.1 SOBREALIMENTACIÓN A PLENA CARGA**

Como se explicó anteriormente los parámetros a aumentar son: presión de admisión, masa de aire, y por último y en relación a la masa de aire, masa de combustible.

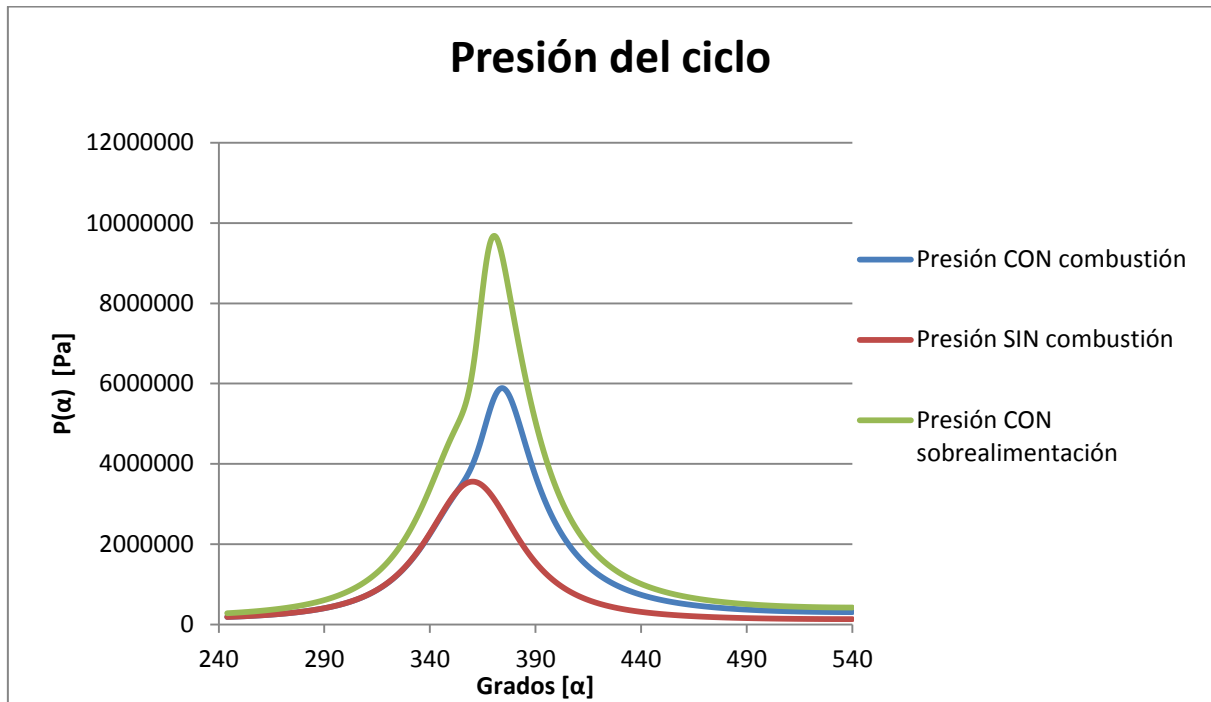
En los tres factores se aumentará un 50% la cantidad añadida, por lo tanto, los parámetros de entrada al ciclo, quedarán del siguiente modo:

- $P_a = 279,88 \text{ kPa}$
- $m_a = 6,31 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$
- $m_c = 5,37 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$

Una vez se tienen los nuevos parámetros para simular el ciclo, se puede observar la diferencia que existirá entre las presiones y las temperaturas del ciclo de aspiración normal y el ciclo sobrealimentado. Antes de la simulación, se podrá concluir que todos los valores han de subir y quedar siempre por encima del ciclo sin sobrealimentar, ya que se introduce menor cantidad de aire y combustible, así como una presión de admisión menor.



Teniendo la comparación siguiente:

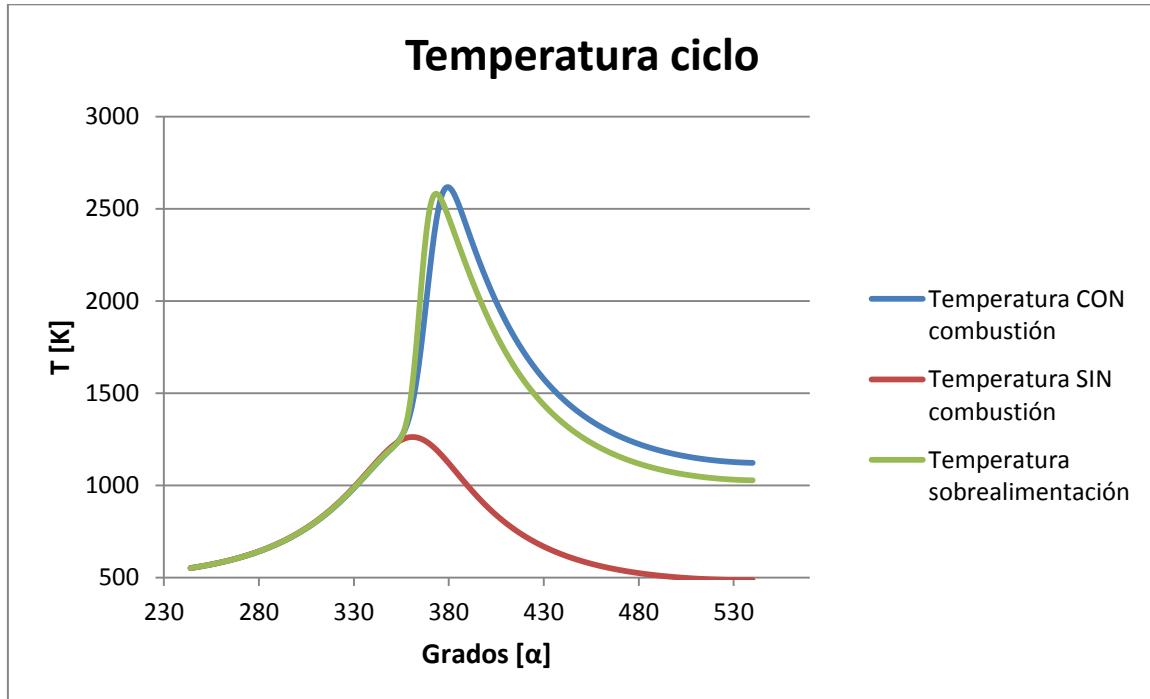


[9] Figura 4.1 Comparativa de presiones del ciclo sobrealimentado/aspiración normal

Antes de analizar el cambio en la temperatura, el gráfico de presiones dará una mejor información.

Como se puede observar, el aumento de la misma es significativo. Esto viene como se dijo anteriormente, promovido por los cambios que se han efectuado. En este nuevo ciclo, la presión máxima estará cerca de los 100 bares mientras que en el ciclo de aspiración atmosférica estaba alrededor de los 60 bares. Por lo tanto tendremos un aumento entorno al 50% de presión.

Además de los cambios numéricos, son observables cambios en la forma de la curva. Esto, yace en una modificación muy necesaria a la hora de sobrealimentar un motor de ignición forzada, la modificación del adelanto al encendido, y por lo tanto la duración de la combustión. Esta idea se profundizará en el capítulo 5.



[9] **Figura 4.2** Comparativa de temperaturas del ciclo sobrealimentado/aspiración normal

En esta ocasión la temperatura no sube tanto como la presión, ya que aunque se someta a una mayor presión la mezcla aire-combustible, se estará introduciendo más masa de aire la cual habrá que calentar, mediante la absorción de la energía liberada por la combustión, por lo tanto y con el crecimiento del coeficiente de convección, la temperatura no alcanzará valores excesivamente altos, evitando así daños en el motor (fatiga térmica, fusión de la capa térmica protectora).

Cabe destacar que la temperatura de las paredes sube y este factor se tendrá en cuenta. Además, el intercooler que estará situado entre el compresor y el colector de admisión enfriará la mezcla, evitando así temperaturas tan altas, y a su vez, introduciendo una mezcla de mayor densidad, pudiendo introducir mayor cantidad de la misma. Además, éste será decisivo en la etapa de detonación de la mezcla, ya que sin él, la temperatura de admisión sería mucho mayor, lo que favorecería dichas condiciones.

Tras el análisis a los valores de presión y temperatura, el siguiente paso sería evaluar el incremento en la potencia extraída por ciclo de trabajo, de este motor sobrealimentado.

Como ya se matizó, se introdujo un incremento del 50% en términos de combustible, por lo tanto, cabe esperar un aumento similar de la potencia del motor.

Potencia obtenida en el ciclo sobrealimentado:

- $P_{\text{sobrealimentado}} = 57372.58 \text{ W}$

Se debe puntualizar que el régimen del motor es a plena carga y que las revoluciones no han sido aumentadas, por lo tanto la duración de un ciclo de trabajo será la misma, y este resultado podrá ser directamente comparado con el obtenido en el ciclo de aspiración normal o atmosférica.

Ciclo	Potencia
Aspiración normal	39991.83 W
Sobrealimentado	57372.58 W

Como se dijo anteriormente, cabría esperar un aumento alrededor del 50% en términos de potencia. En este caso, se experimenta un 43,46% de aumento.

El motivo por el cual es algo inferior, reside en modificaciones como el adelanto al encendido, ya que hubo que atrasar éste para que la mezcla aire-gasolina no se autoinflamase, por lo tanto hubo una pérdida de potencia ligada a esa modificación. Sin embargo, el aumento es apreciable y casa con los parámetros de entrada previamente modificados.

## 4.2 SOBREALIMENTACIÓN A CARGAS PARCIALES

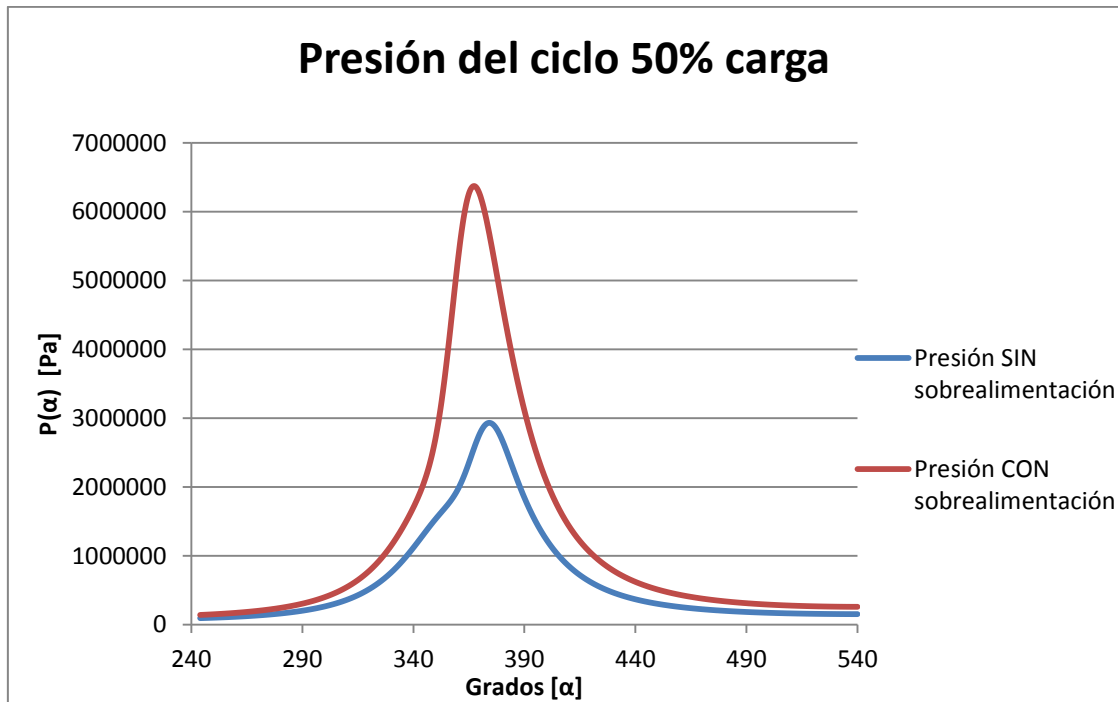
Visto la sobrealimentación a plena carga, es el turno de los correspondientes estudios a cargas parciales. Como se analizó en la Sección 3.8, este Trabajo Final de Grado se centrará en el estudio a 25% y 50% de carga del motor.

### 4.2.1 CARGA PARCIAL 50%

Al igual que se estudió en la Sección 4.1, se partirá de los datos que se obtienen de la sobrealimentación a plena carga para una vez tener ese paso de inicio, disminuir a la mitad tanto la presión de admisión, como la masa de aire y combustible admitidos en el ciclo de carga. Será aquí cuando el motor de nuevo esté trabajando a carga parcial, solo que en este caso estará sobrealimentado.

Este punto de estudio, al igual que el estudio a 25% de carga, constituirá una parte importante de la sobrealimentación ya que el motor se encontrará muy probablemente trabajando en estos regímenes, durante su periodo de vida.

Se procede pues a comparar el ciclo de aspiración normal de 50% de carga, con el ciclo sobrealimentado a 50% de carga:



[9] **Figura 4.3** Comparativa de presiones del ciclo sobrealimentado/aspiración normal 50% de carga

Se aprecia un aumento significativo de la presión, en un punto más cercano al punto muerto superior, esto es debido a una mejora en el adelanto al encendido que será explicada en detalle en el capítulo 5.

Por lo tanto, cabe pensar que este motor a 50% de carga habrá experimentado un aumento de potencia significativo, lo que quiere decir por otro lado que está diseñado para trabajar en estas condiciones, ya que del ciclo sobrealimentado a plena carga no se pudo exprimir tanto el motor.

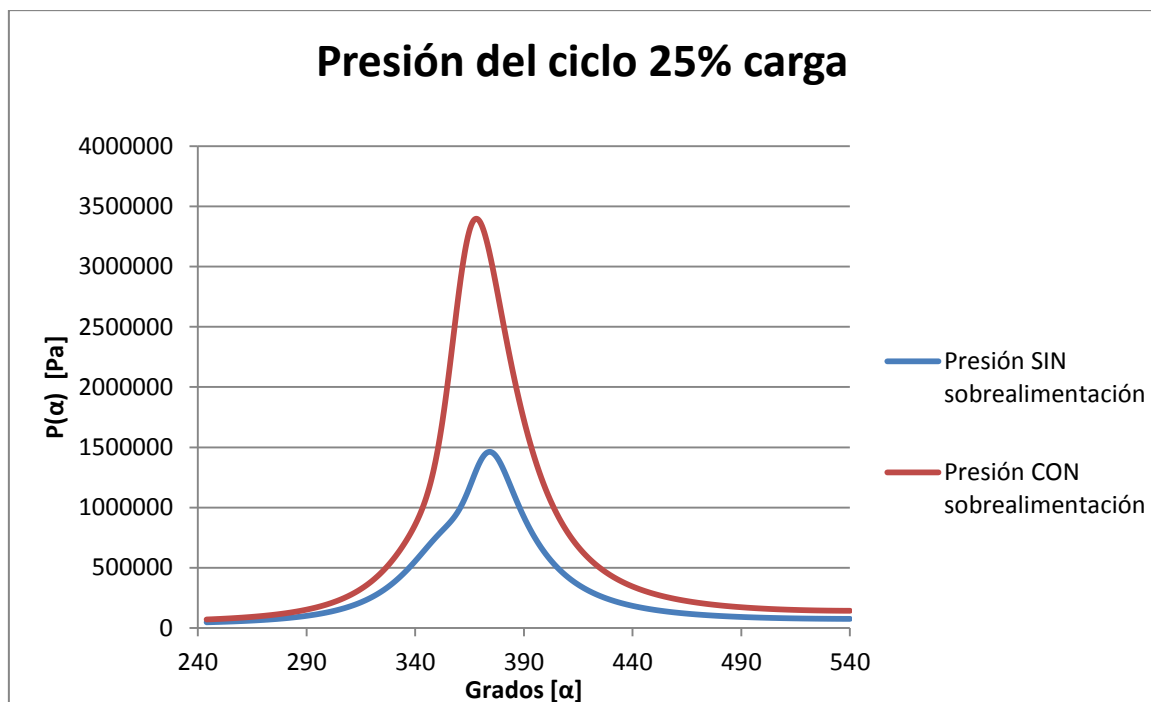
Se compararán las potencias obtenidas en ambos ciclos, el de aspiración normal y el sobrealimentado:

Ciclo	Potencia
Aspiración normal	19934.37 W
Sobrealimentado	40203.65 W

#### 4.2.2 CARGA PARCIAL 25%

Con una gran similitud frente al apartado anterior, se presentarán los resultados obtenidos a carga parcial del 25% del motor sobrealimentado. Esto se conseguirá disminuyendo a un cuarto las propiedades de la admisión del motor sobrealimentado a plena carga.

Se procede pues a comparar el ciclo de aspiración normal de 25% de carga, con el ciclo sobrealimentado a 25% de carga:



[9] **Figura 4.4** Comparativa de presiones del ciclo sobrealimentado/aspiración normal 25% de carga

De nuevo, se puede apreciar como el punto de máxima presión está desplazado hacia la izquierda de la gráfica, indicando así una modificación existente en el adelanto al encendido, lo que permite adelantar la combustión y obtener mayor trabajo por ciclo.

Además, el aumento de la presión es significativo, por encima de un 50% de aumento de ésta, pronosticando un aumento severo de la potencia en estas condiciones.

Se compararán las potencias obtenidas en ambos ciclos, el de aspiración normal y el sobrealimentado:

Ciclo	Potencia
Aspiración normal	9956.30 W
Sobrealimentado	22895.47 W

### 4.3 RENDIMIENTO DEL MOTOR SOBREALIMENTADO

Al igual que en la etapa de estudio del motor atmosférico se estimaron los diferentes rendimientos para las distintas cargas, ahora se procederá a calcular éstos en su etapa sobrealimentada.

Se seguirá el mismo procedimiento que en la Sección 3.10, mediante la utilización de la fórmula del rendimiento:

$$\eta = \frac{P}{L_i \cdot \dot{m}}$$

[9] Ec 3.29

Donde:

$\eta$  = Rendimiento del motor

$P$  = Potencia del motor [W]

$L_i$  = Límite inferior de la gasolina [J/Kg]

$\dot{m}$  = Caudal másico de combustible [Kg/s]

Quedando para los distintos regímenes los siguientes rendimientos:

% de Carga del motor sobrealimentado	100%	50%	25%
Rendimiento (%)	36,29	25,43	14,48

[9] **Tabla 4.1** Datos de rendimiento tras la sobrealimentación

Como cabía esperar, los rendimientos obtenidos a cargas parciales son mucho mejores que los que presentaban el motor atmosférico, debido al buen aprovechamiento de la modificación del avance al encendido. A plena carga esta variación no es tan sustancial ya que las condiciones de autoinflamación de la mezcla se presentan de una manera más significativa.

Dichos resultados son buenos y esperanzadores de cara a la modificación buscada, es decir, una mejora a cargas del motor realistas ya que éstas, representarán la mayor parte de la vida del motor.

Una vez se han realizado los cambios necesarios para los ciclos sobrealimentados, se podrá realizar el estudio en el cual se encontrará cuál es el mejor grupo turbocompresor para obtener esta nueva potencia, no sin antes, realizar un estudio derivado y en consecuencia de esta sobrealimentación: la combustión anormal.

## ***CAPÍTULO 5:***

# ***COMBUSTIÓN ANORMAL***

Hasta el momento se ha presentado el proceso de combustión normal, profundizando en sus características principales en los capítulos 4 y 5. En determinadas condiciones pueden aparecer ciertas anomalías en el proceso de combustión que pueden traer consigo peligros importantes para el motor. Las dos principales anomalías son la combustión con autoinflamación (la principal que se estudiará en este Trabajo Fin de Grado) y el encendido superficial, que se describen en apartados venideros. Conviene señalar que, dada la peligrosidad de estas anomalías, uno de los principales objetivos del diseño de la sobrealimentación es llegar al punto de máximo rendimiento del turbo grupo, evitando este fenómeno.

### **5.1 ENCENDIDO SUPERFICIAL**

En algunas circunstancias, algún punto caliente de la cámara de combustión puede llegar a iniciar un frente de llama en cualquier momento del ciclo. A este fenómeno se le denomina encendido superficial, y es la segunda anomalía en la combustión que se va a estudiar.

Los puntos calientes que pueden dar lugar a este tipo de anomalía suelen ser o bien el electro de la bujía o bien alguna deposición carbonosa en la culata o en la cabeza del pistón. Este inicio espontáneo del frente de llama puede tener lugar antes o después del salto de la chispa. Más peligroso será si se produce antes de la chispa de la bujía.



Una causa habitual del preencendido superficial es la combustión con autoinflamación, pues ésta, conduce a incrementos de temperatura y presión repentinos e incontrolados en las paredes de la cámara de combustión.

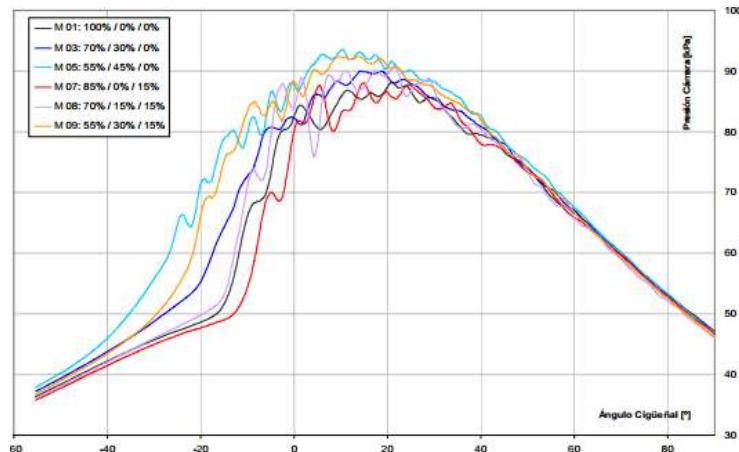
Este encendido superficial no es mas que un agente que actúa de manera que enciende la combustión antes de lo normal, es decir, modificaría el adelanto al encendido establecido por el motor. Por ello a la larga, traerá problemas de autoinflamación ya que como se verá más adelante será uno de los factores limitantes a la hora de sobrealimentar el motor.

## 5.2 COMBUSTIÓN CON AUTOINFLAMACIÓN

La combustión con autoinflamación tiene lugar cuando la parte de la mezcla sin quemar se autoinflama, antes de que el frente de llama llegue a esa región. Habitualmente esto ocurre en la fracción final de la mezcla a la que el frente de llama tarda más en llegar. Es decir, la región más alejada de la bujía. Este es un proceso que se retroalimenta tras cada ciclo ya que la repentina subida tanto de presión como de temperatura en el cilindro hacen que persistan estas condiciones en cada ciclo de carga.

El autoencendido de la parte final de la mezcla en MEP tiene las siguientes consecuencias [7]:

- Provoca un incremento repentino de la temperatura y la presión en la región que autoenciende, lo que lleva a crear una onda de presión que se propaga violentamente a la velocidad del sonido, a lo largo de la cámara de combustión.
- Una de las consecuencias que produce esta onda de presión es la generación de un ruido muy característico, que se conoce como picado de bielas. Este ruido, el cual significa un gradiente de presiones elevado, castiga de sobremanera el motor. Como podemos observar en la Figura 6.1, la presión sufre variaciones repentinas, lo cual indica que el fenómeno de la autoinflamación de la mezcla se está produciendo. Esta variación de alta frecuencia será aún mayor cuanto más fracción de masa sufre la autoinflamación.



[7] Figura 5.1 Anomalías en la presión en la presencia de autoinflamación

- La otra consecuencia de la onda de presión, es que rompe la capa límite térmica que existe en las vecindades de las paredes de la cámara de combustión. La capa límite térmica es, en el fondo, una vía de protección de las superficies, puesto que hace que la temperatura del gas del interior de la cámara de combustión y de las paredes del cilindro sean diferentes, evitando así la fusión del material del cilindro. Si esa capa se rompiese, la temperatura del gas llegaría a las paredes del cilindro causando estragos irreparables en el material, y destruyendo el motor.

Este efecto se puede apreciar en la Figura 5.2.



[19] Figura 5.2 Alteraciones en la presión en la presencia de autoinflamación

En esta figura se puede apreciar como la capa límite fue removida y como la temperatura de los gases causó la fusión del material del pistón provocando incluso una perforación en éste.

### 5.3 CÁLCULO DEL AUTOENCENDIDO DE UNA MEZCLA

A continuación se explicará el fenómeno termoquímico que se lleva a cabo para que este autoencendido de la mezcla aire combustible tenga lugar.

Cuando una mezcla con un determinado dosado se encuentra en unas condiciones de presión y temperatura dadas, empieza a tener lugar una actividad química conformada por una serie de reacciones en cadena que, tras un cierto tiempo, desemboca en la combustión de los reactivos.

Este tiempo necesario para que se dé el autoencendido se denomina tiempo de retraso ( $\tau$ ), y su magnitud depende fundamentalmente, aparte de la naturaleza del combustible (grado de octanaje en este caso para el combustible que utiliza el motor a estudio), de la temperatura, la presión y el dosado de la mezcla. Mayores temperaturas, altas presiones y un dosado cercano al estequiométrico reducirán el tiempo de retraso, fomentando la autoinflamación de la mezcla.

Para ello se presentará una correlación que permita determinar el tiempo de retraso para una mezcla de aire con una gasolina convencional.

Para este trabajo se utilizará la correlación de Douaud y Eyzat que permite calcular el tiempo de retraso para una mezcla de aire con una gasolina de un octanaje dado, considerando una mezcla estequiométrica como es el caso que se trata en este Trabajo Final de Grado, y en función de las condiciones de presión y temperatura existentes, quedando de la siguiente manera:

$$\tau = 18.06 \cdot \left(\frac{ON}{100}\right)^{3.402} \cdot p^{-1.7} \cdot \exp\left(\frac{3800}{T}\right)$$

[7] Ec. 5.1

Donde:

$\tau$  = Tiempo retraso al encendido [ms].

ON = Número de octanos de la gasolina.

p = Presión en el adelanto al encendido [bar].

T = Temperatura en el adelanto al encendido [K].

Una vez definido el tiempo de autoinflamación, éste debe ser comparado con el tiempo de combustión ( $t_c$ ) para discernir si tendrá lugar la autoinflamación durante el proceso de combustión o no. Definiendo el tiempo de combustión como:

$$t_c = \frac{L_F}{u_F}$$

[7] Ec. 5.2

Donde:

$t_c$  = Tiempo de combustión [s].

$L_F$  = Longitud a recorrer por el frente de llama [m].

$u_F$  = Velocidad media del frente de llama [m/s].

Sin embargo, para este estudio se cree de mejor comprensión y rapidez de cálculo, el estudio del tiempo que lleva quemar toda la masa de combustible por ciclo. Para ello se necesitará saber cuánto tiempo se utiliza durante la combustión.

Se realizará mediante un sencillo cálculo, que permitirá saber cuánto tiempo tarda en producirse la combustión del 100% de la fracción de masa, e ir restando a cada avance de medio grado el tiempo ya consumido. Con ello, se sabrá en cada instante de la combustión cuánto tiempo falta para que se queme la totalidad del combustible, y podrá compararse (también en cada instante) al tiempo de autoinflamación de la mezcla.

Se seguirá un sencillo método para determinar si se requiere modificar o no el avance al encendido. La única condición impuesta, vendrá dada porque la autoinflamación se cree a partir de que el 80% de la combustión haya transcurrido. El por qué de esta decisión radica en que con ello se asegura que no queda masa de combustible sin quemar dentro del cilindro, lo que mejorará el rendimiento. Por ello, se comparará siempre el tiempo restante de combustión con el de autoinflamación. Si ello diese lugar a una autoinflamación a un 20% restante de la mezcla, se considerará correcto y adecuado.

La ecuación que dará el tiempo restante de combustión será:

$$t_c = \left(\frac{n}{60}\right)^{-0,1} \cdot \left(\frac{\Delta\alpha}{360}\right) - t_{n+1}$$

[7] Ec. 5.3

Donde:

$t_c$  = Tiempo de combustión [s].

$n$  = Número de revoluciones de funcionamiento [rpm].

$\Delta\alpha$  = Amplitud de la combustión [grados].

$t_{n+1}$  = Tiempo transcurrido entre incrementos [s].

Por lo tanto, con estos datos, se podrán comparar ambos tiempos y afirmar si se producirá autoinflamación de la mezcla o no, utilizando el siguiente criterio:

Se produce encendido si :  $t_c > \tau$

No se produce encendido si :  $t_c < \tau$

De una manera sencilla se puede comprender que, mientras el tiempo de combustión no sea mayor que el tiempo necesario para que se produzca la autoinflamación, ésta no tendrá lugar.

Otros parámetros de operación que afectan a la aparición de la autoinflamación serán:

- Grado de carga del motor. Cuanto mayor es el grado de carga, mayor será la pureza de la mezcla y por lo tanto mayor será la temperatura de la cámara de combustión.
- Régimen de giro. Cuanto mayor es el régimen de giro menor es el tiempo entre ciclos, con lo que no se disipa el calor de una manera eficiente (menor tiempo para tener pérdidas por transmisión de calor) por ellos se favorece la autoinflamación. Sin embargo, el hecho de aumentar el régimen de giro lleva ligado la reducción del tiempo de combustión, ya que ésta está obligada a ser más rápida, por lo que en general, el régimen de giro, cuanto mayor sea, menor posibilidad de existir la autoinflamación habrá.
- Dosado. Un dosado estequiométrico favorece la autoinflamación.
- EGR. Cuanto mayor es el porcentaje de EGR utilizado menor será el problema de la autoinflamación, ya que se tendrán menores temperaturas, lo que impide que este fenómeno suceda. Esta es la mejor medida para evitar este fenómeno ya que otra alternativa sería enriquecer la mezcla pero supondría un aumento del combustible.
- Avance al encendido. Al aumentar el ángulo de encendido la presión y la temperatura máximas crecen aumentando la posibilidad de aparición del autoencendido.
- Temperatura del refrigerante. Mayor temperatura mayor riesgo de que suceda el autoencendido.
- Condiciones ambientales. Una mayor presión y una mayor temperatura ambiente favorecen la aparición del fenómeno.

A continuación se muestran los parámetros de diseño que afectan a la aparición del autoencendido:

- Relación de compresión. Un aumento de la relación de compresión llevaría a temperaturas y presiones máximas con lo que aumenta la posibilidad del autoencendido.
- Recorrido del frente de llama. Toda acción que haga disminuir la distancia a recorrer por el frente de llama, disminuirá notablemente la posibilidad de la autoinflamación.
- Turbulencia. Una mayor presencia de turbulencia en el cilindro ayudará a reducir las posibilidades de que este fenómeno aparezca.
- Pérdidas de calor. Toda modificación que aumente las pérdidas por calor en el cilindro ayudará a evitar la aparición de la autoinflamación, ya que las temperaturas alcanzadas serán menores.

Finalmente, se debe resaltar que la resistencia a la autoinflamación del combustible es también un parámetro que juega un papel importante en la aparición o no en la anomalía de la combustión que se está analizando.

Por lo tanto un mayor octanaje implica un menos riesgo de aparición de la autoinflamación. En el presente proyecto, se trabajará con un combustible gasolina de octanaje 95.

Vistas todas las posibilidades que afectan a la autoinflamación, en este Trabajo Final de Grado se ha elegido la modificación del avance al encendido como objeto para evitar este fenómeno. Se hará el estudio tanto de la fase preliminar a la sobrealimentación, como a posteriori donde ésta será un elemento crítico, ya que dictará hasta dónde se podrá sobrealimentar el motor, ya que una mayor presión de admisión y más masa de combustible conllevarán a unas presiones y temperaturas mucho más elevadas.

## 5.4 COMPROBACIÓN AUTOINFLAMACIÓN EN CICLO SIN SOBREALIMENTAR

Una vez se ha modelizado el ciclo como se vió en el capítulo 3, se podrá comprobar si éste sufre la autoinflamación de la mezcla. Si esto se diera, pasaríamos a modificar el avance al encendido, ya que debido a que este dato era desconocido se supuso en un avance de 25°.

Para ello, se lleva a cabo el estudio que determina los tiempos de combustión y los tiempos de retraso al autoencendido de la mezcla. Con una comparativa se confirmará que la evolución de la combustión es correcta, y que se aprovecha esa autoinflamación para quemar al menos 20% de masa restante de combustible, de modo que se aproveche por completo con seguridad todo el combustible que entra en el ciclo.

Para ello se utilizará la siguiente tabla de apoyo:

Ángulo	Tiempo combustión	Tiempo autoinflamación	Tiempo restante	Si o No	% Masa quemada
--------	-------------------	------------------------	-----------------	---------	----------------

[7] **Tabla 5.1** *Parámetros para determinar presencia de autoinflamación*

Donde “ángulo” será el ángulo de cigüeñal donde se producirá el momento crítico en que se produce la autoinflamación. “Tiempo de combustión” indicará el tiempo restante de combustión, “tiempo autoinflamación” indicará cuánto tiempo falta para que se suceda esa autoinflamación de la mezcla. “Tiempo restante” determinará en caso de que la mezcla se autoinflame, cuánto tiempo restará de combustión una vez se produzca. La columna “SI o No” indicará si se produce autoinflamación y por último la columna “% masa quemada” indicará cuánto porcentaje de masa queda por quemarse, pudiendo así corroborar que es igual o menor que el 20% de la misma.

Por lo tanto y en el estudio del ciclo sin sobrealimentar, se tendrá el siguiente momento crítico donde se apreciará como el valor se aproxima a ese 80% de masa quemada deseado.

Ángulo	Tiempo combustión [ms]	Tiempo autoinflamación [ms]	Tiempo restante [ms]	Si o No	% masa quemada
365	0,201	1,37	1,17	SI	54,05

[7] **Tabla 5.2** *Comprobación autoinflamación para plena carga*

Como se aprecia, en el momento en que el cigüeñal alcanza los 365º, las condiciones favorecen la aparición de la autoinflamación de la mezcla, siendo el tiempo restante el máximo (condición más restrictiva de esta tabla) y por lo tanto, la autoinflamación de la mezcla será la que abarque mayor tiempo de esta combustión.

Por ello, se deberá avanzar hasta el momento en el que queden 1,17 ms para que la combustión termine, y una vez en ese punto, comprobar cuánto porcentaje de fracción de masa de combustible resta por combustionar.

Teniendo en dicho momento el siguiente porcentaje de masa sin quemar:

Tiempo restante [ms]	Porcentaje quemado
1,167	80,06

[7] **Tabla 5.3** *Porcentaje de masa quemada a plena carga*

Como se comprueba, la autoinflamación tiene lugar cuando ya se ha quemado el 80,059% de masa de combustible, por lo tanto, se puede afirmar que estamos en una configuración correcta del avance al encendido.

Esto lleva a concretar, lo siguiente. Tras este estudio a plena carga donde las temperaturas y las presiones son mayores que en condiciones de cargas parciales, se puede concluir que no será necesario un estudio a cargas parciales para este paso, ya que se puede tener a ciencia cierta una seguridad en que no se creará una autoinflamación de la mezcla trabajando a esos regímenes.

## 5.5 COMPROBACIÓN AUTOINFLAMACIÓN EN CICLO SOBREALIMENTADO

Como se explicaba anteriormente, las condiciones que se tendrán en este nuevo proceso, serán muy diferentes a las condiciones que se daban en el ciclo de aspiración normal. Esto es debido, a que habrá un aumento de aire con que conllevará un aumento del combustible, que se inyecta en el cilindro por cada ciclo de trabajo. Así, por cada ciclo de trabajo se sacará mayor potencia del motor, teniendo una consecuencia como es el aumento de temperatura y presión dentro del cilindro.

Como se vió en el apartado anterior, y mediante la Ecuación 5.1, se puede observar como estos dos factores incidirán directamente en el tiempo de retardo de la autoignición de la mezcla aire-gasolina. Es por ello, que al aumentar ambos, se puede apreciar como el valor del tiempo disminuye, acercando así al sistema a la posible autoinflamación de la mezcla. Por ello, en algunas ocasiones es necesario modificar



ese adelanto al encendido de la mezcla, ya que si se hace excesivamente pronto, puede dar lugar a que la mezcla tenga el tiempo necesario para producir el picado del pistón.

Es por esto, que en ese apartado se estudiará si es necesario un cierto retraso al avance al encendido, de tal modo que el tiempo de combustión sea mucho menor y por tanto, aún teniendo esas condiciones de temperaturas y presiones muy elevadas, se evitará que la mezcla se autoinflame, ya que una vez se den, haya un porcentaje de masa quemada igual o superior al ochenta por ciento.

### 5.5.1 PLENA CARGA

Una vez el motor ha sido sobrealimentado y se han modificado los parámetros necesarios para esta simulación, se pasa a analizar la combustión.

En este paso habrá que analizar si la configuración que se tiene para el avance al encendido, es la idónea y por lo tanto no modificarla, o si por el contrario, habría que atrasar ese avance al encendido penalizando así la potencia resultante del ciclo de trabajo.

En un primer paso, se comprobarán como anteriormente, las condiciones de los tiempos restantes de combustión y el tiempo restante para que se autoinflame la mezcla, para ello viendo, en qué punto sucederá este fenómeno.

Se mantendrán por tanto las condiciones del avance al encendido, teniendo lugar éste en el ángulo 335° de cigüeñal.

Ángulo	Tiempo combustión [ms]	Tiempo autoinflamación [ms]	Tiempo restante [ms]	Si o No	% masa quemada
351°	1,86	0,498	1,36	SI	6,10

[7] **Tabla 5.4** Comprobación autoinflamación para plena carga sobrealimentada

Se ve, como en el ángulo 351 ya tenemos las condiciones más críticas para la condición de autoinflamación, que indica el tiempo restante de combustión en el momento que la mezcla se autoinflamaría. Por lo que el siguiente paso sería avanzar en la combustión y comprobar si el porcentaje de masa quemada en ese punto es superior o inferior al 80%.

Tiempo restante [ms]	Porcentaje quemado
1,361	55,66 %

[7] **Tabla 5.5** Porcentaje de masa quemada a plena carga sobrealimentada

Se comprueba por tanto, que la mezcla se autoinflamaría en el momento en el que solo en torno al 55% de la masa se habría quemado, por lo que se produciría el efecto de picado del pistón y por lo tanto un funcionamiento del motor erróneo.

Dado que esta configuración es propicia para la aparición de la autoignición, se deberá modificar hacia un ángulo de cigüeñal más atrasado con el fin de que la combustión se realizase en un menor tiempo en torno al punto muerto superior, con ello, se evitará dar tiempo suficiente a la mezcla para autoinflamarse.

Por lo tanto, una vez encontrada la configuración en la que el avance al encendido provoque que la autoignición aparezca en torno al 80% de la masa quemada, se tendrá la nueva configuración ideal para este motor a plena carga y sobrealimentado.

Realizado un estudio, se propone un avance al encendido en el ángulo 341º, retrasando por tanto 6 grados la combustión de la mezcla. Esto provocará que la combustión tenga lugar en un menor tiempo y por tanto no deje espacio a la autoignición para desarrollarse, formando así unas condiciones seguras para la combustión.

Ángulo	Tiempo combustión [ms]	Tiempo autoinflamación [ms]	Tiempo restante [ms]	Si o No	% masa quemada
361º	0,97	0,142	0,833	SI	54,05

[7] **Tabla 5.6** Comprobación para la modificación a plena carga sobrealimentada

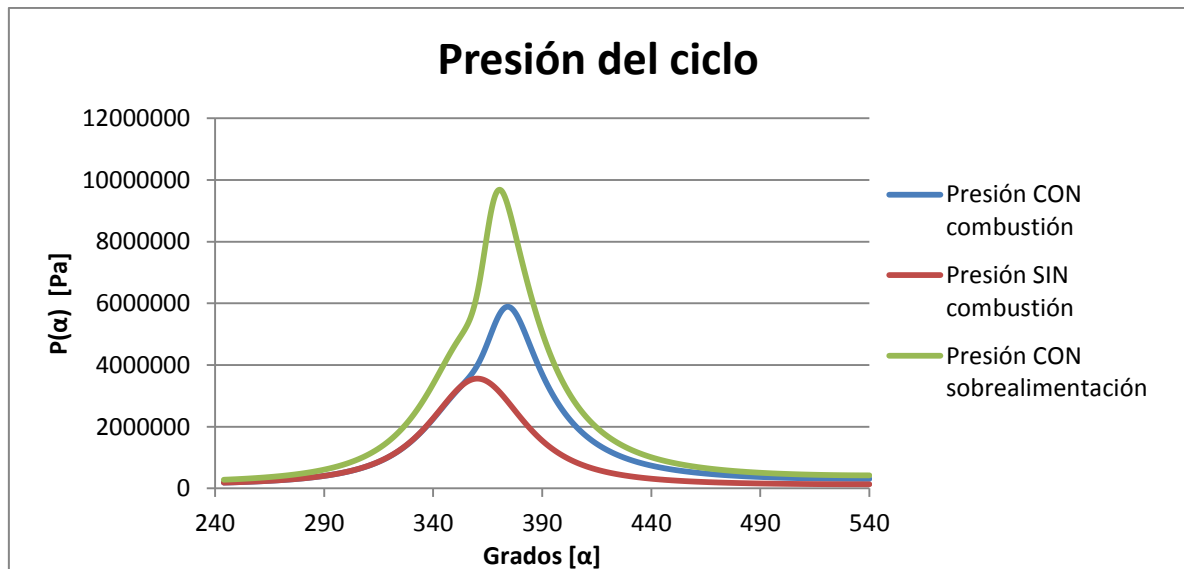
Teniendo en cuenta este cambio, vemos como en el momento en el que el cigüeñal se encuentra en 361º se darán las condiciones más extremas, por lo tanto el siguiente paso será de nuevo comprobar cuanto porcentaje de masa quemada se tendrá en el momento que resten 0,833 ms, para corroborar por tanto si se da autoinflamación en la mezcla.

Tiempo restante [ms]	Porcentaje quemado
0,833	80,49 %

[7] **Tabla 5.7** Porcentaje de masa quemada a plena carga sobrealimentada con modificación

A la luz de los resultados, se puede decir que la nueva configuración es idónea, aunque ésta acarree una pérdida de potencia, debido a que la combustión ha de darse en un intervalo angular más pequeño y por lo tanto, no desarrollar trabajo a lo largo de un intervalo mayor.

Se compararán las gráficas de presión del ciclo de aspiración normal y el ciclo sobrealimentado, ya que se podrá observar fácilmente cómo esta nueva configuración afecta al desarrollo del ciclo.



[7] **Figura 5.3** Comparativa de presiones con modificación del adelanto al encendido

En la Figura 5.3, se observa lo anteriormente referido. Se aprecia un aumento de la presión significativo entorno al punto muerto superior. Además, es observable un cambio brusco en la presión en el ciclo sobrealimentado, ya que la combustión se recoge de manera súbita alrededor del punto muerto superior. Es por ello, que la pendiente de la gráfica es mayor, ya que la adición de combustible se hace de una manera en que se fuerza a la combustión a ser más corta y por tanto liberar el calor de una manera más rápida.

También es apreciable cómo, la gráfica del ciclo sobrealimentado se ha desplazado hacia la izquierda debido a esta modificación del adelanto al encendido. Al obligar a la combustión a ser más rápida y de manera simétrica respecto al punto muerto superior,

se obtiene por tanto, un adelanto de la liberación de energía contenida en el combustible.

### **5.5.2 CARGAS PARCIALES**

Tras la sobrealimentación, se debe continuar con un estudio de los estados que se tomaron como referencia del motor de aspiración normal, es decir, de plena carga y de cargas parciales.

Al igual que en la Sección 4.2, se estudiarán las cargas parciales del motor al 50% y 25%.

La principal diferencia respecto al proceso de plena carga, residirá en que al tener unas presiones mucho menores, la configuración del adelanto al encendido será positiva en términos de autoinflamación. Sin embargo, esto conlleva que dicha configuración de opción de adelantar en gran medida ese encendido ya que el riesgo de que aparezcan las condiciones de autoinflamación son muy bajas. Por tanto, a cargas parciales se podrá sacar mucho rendimiento de la nueva etapa de sobrealimentación, ya que un adelanto al encendido grande, provoca un aumento de potencia en el motor, y por tanto, se puede concluir que en estos regímenes el motor saldrá muy beneficiado de la adición del grupo turbocompresor.

Como en todos los estudios llevados a cabo, se seguirá manteniendo la condición de que la posible autoinflamación de la mezcla, se produzca como mínimo cuando el 80% de la masa de aire-combustible haya sido quemada. En ambos apartados (50% y 25% cargar parcial), se podrá prever que no habrá problemas, con lo que la tendencia general tenderá a forzar a la combustión de tal modo de que se produzca lo más cerca del 80%, es decir, buscando de algún modo que exista esa autoinflamación para una buena renovación de la carga en el ciclo de trabajo.

#### **5.5.2.1 CARGA PARCIAL 50%**

Tras sobrealimentar el motor y cambiar los parámetros de funcionamiento para llevarlo al estado de carga parcial al 50%, se hará un estudio de la posibilidad que tiene la mezcla de autoinflamarse. Para ello como anteriormente, se comparará el tiempo restante para la autoinflamación con el tiempo restante de combustión, en el punto más crítico.

Ángulo	Tiempo combustión [ms]	Tiempo autoinflamación [ms]	Tiempo restante [ms]	Si o No	% masa quemada
367,5°	1,28	0,22	1,058	SI	65,73

[7] **Tabla 5.8** Comprobación de autoinflamación a carga parcial 50%

Por lo tanto, este momento indica, dónde se producirá con mayor proximidad la autoinflamación de la mezcla. Con este dato, se hará un estudio avanzando en la combustión para saber en qué momento se encontrará la combustión cuando resten 1,058 ms de la misma.

Tiempo restante [ms]	Porcentaje quemado
1,058	89,89 %

[7] **Tabla 5.9** Porcentaje de masa quemada a carga parcial 50%

Este porcentaje al hayarse por encima de 80% de masa quemada, indicará que la combustión se puede alargar, es decir, se podrá modificar el avance al encendido de tal modo que la bujía se encienda antes del grado 335° el cual es el predeterminado para el avance al encendido. Esto permitirá obtener mayor potencia del ciclo y se seguirán teniendo unas condiciones seguras de funcionamiento.

Tras un estudio alargando la combustión, se llega a la conclusión de que el ángulo idóneo donde la mezcla se autoinflamará cuando la combustión ya haya quemado el 80% de la masa, será:

$$\alpha_{AE} = 325^\circ$$

Para estas nuevas condiciones se comprobará como anteriormente, el punto extremo para la autoinflamación y su correspondiente verificación del porcentaje de masa quemada para aquel entonces.

Ángulo	Tiempo combustión [ms]	Tiempo autoinflamación [ms]	Tiempo restante [ms]	Si o No	% masa quemada
357°	1,31	0,152	1,164	SI	63,46

[7] **Tabla 5.10** Comprobación de autoinflamación a carga parcial 50% nueva configuración

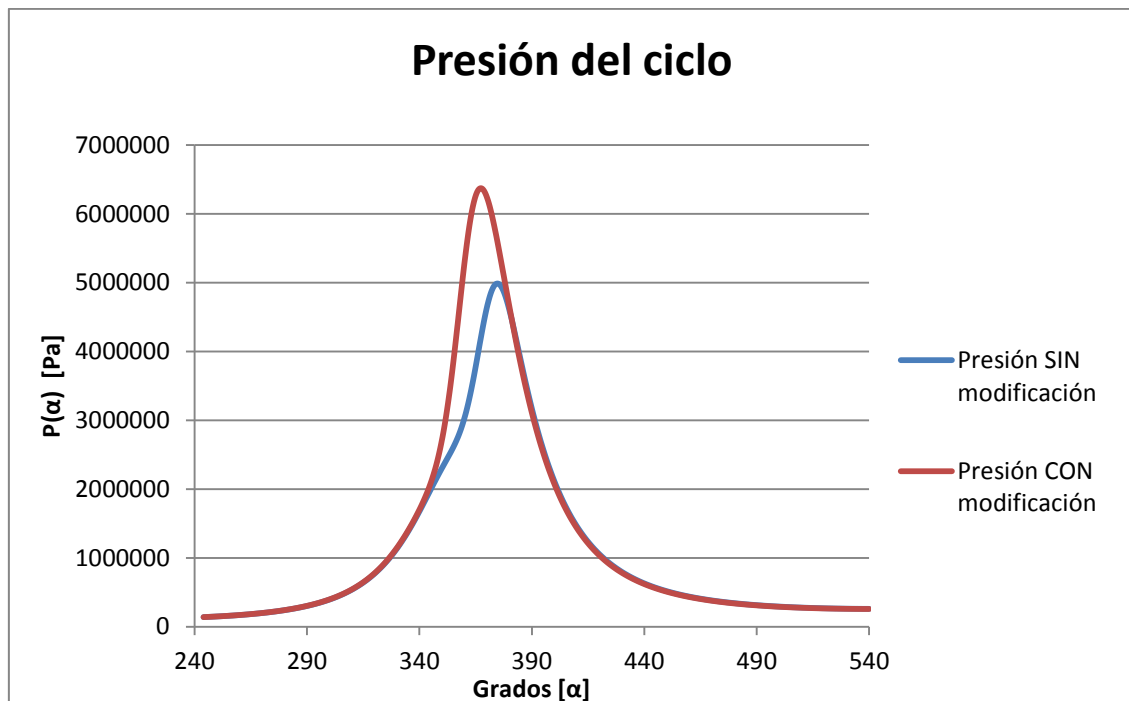
Por lo tanto, este momento indica, dónde se producirá con mayor proximidad la autoinflamación de la mezcla. Con este dato, se hará un estudio avanzando en la combustión para saber en qué momento se encontrará la combustión cuando resten 1,164 s de la misma.

Tiempo restante [ms]	Porcentaje quemado
1,164	80,58 %

[7] **Tabla 5.11** Porcentaje de masa quemada a carga parcial 50% nueva configuración

Se puede por lo tanto afirmar que esta nueva configuración para el avance al encendido es idónea y sacará el mayor rendimiento al ciclo de trabajo en estas condiciones.

Se compararán las gráficas de presión del ciclo de aspiración sobrealimentado original y el ciclo sobrealimentado con la modificación al avance al encendido, ya que se podrá observar fácilmente cómo esta nueva configuración afecta al desarrollo del ciclo.



[7] **Figura 5.4** Comparativa a carga parcial 50% de las presiones tras modificación del adelanto al encendido

Lo primero que llama la atención en la gráfica es la diferencia de presión y la forma de la curva de ambas gráficas. En la gráfica que mantiene la configuración original se observa un punto en el que la presión sufre de manera brusca un cambio. Esto se debe

a que la combustión se hace en un rango angular muy pequeño y el cambio de presiones es súbito. En cambio, en la gráfica que corresponde a ese adelanto mayor en el encendido, se observa como se tiene una forma mucho más suave ya que dicha combustión se propaga en mayor tiempo, y libera calor de una manera más continua y suave. Además, se observa que el cambio en el adelanto afecta a cuando la curva toma su máximo valor, ya al comenzar tan temprano la combustión, ésta alcanza su punto máximo antes, ya que aún debe abarcar un gran ángulo hasta quemar el 100% de la mezcla aire-combustible.

#### 5.5.2.2 Carga parcial 25%

Tras sobrealimentar el motor y cambiar los parámetros de funcionamiento para llevarlo al estado de carga parcial al 25%, se hará un estudio de la posibilidad que tiene la mezcla de autoinflamarse. Para ello como anteriormente, se comparará el tiempo restante para la autoinflamación con el tiempo restante de combustión, en el punto más crítico.

En estas condiciones se pueden esperar unas muy bajas condiciones para que la mezcla se autoinflame, ya que las presiones y la temperatura son muy bajas, por lo tanto al igual que trabajando a carga parcial del 50%, es esperable una modificación del adelanto al encendido de tal forma, que la combustión se alargue ya que se podrá exprimir más el motor y obtener un mayor trabajo por ciclo.

Para ello se seguirá la metodología anteriormente utilizada, obteniéndose, si las hubiese, condiciones extremas de cara a una autoignición de la mezcla.

Ángulo	Tiempo combustión [ms]	Tiempo autoinflamación [ms]	Tiempo restante [ms]	Si o No	% masa quemada
388,5º	1,105	0,555	0,549	SI	85,02

[7] **Tabla 5.12** Comprobación de autoinflamación a carga parcial 25%

Por lo tanto, este momento indica, dónde se producirá con mayor proximidad la autoinflamación de la mezcla. Con este dato, se hará un estudio avanzando en la combustión para saber en qué momento se encontrará la fracción de masa quemada cuando resten 0,549 ms de la misma.

Tiempo restante [ms]	Porcentaje quemado
0,549	99,96 %

[7] **Tabla 5.13** Porcentaje de masa quemada a carga parcial 25%

Como se puede apreciar, el momento en que la mezcla se autoinflamaría será muy tardío, por ello, no se podrá hablar de unas condiciones peligrosas en cuanto a la autoignición de la mezcla.

Esto ayudará a que la combustión se adelante (modificación del ángulo de avance al encendido), y por tanto se obtenga una mayor potencia del ciclo.

Al igual que en el ciclo de carga parcial al 50%, se buscará una configuración nueva del ángulo de encendido, la cual proporcione unas mejores condiciones para la combustión y además, aumente la potencia. Por tanto, tras haber realizado dicha modificación, se tendrá un nuevo ángulo para el avance al encendido:

$$\alpha_{AE} = 320^\circ$$

Para estas nuevas condiciones se comprobará como anteriormente, el punto extremo para la autoinflamación y su correspondiente verificación del porcentaje de masa quemada para aquel entonces.

Ángulo	Tiempo combustión [ms]	Tiempo autoinflamación [ms]	Tiempo restante [ms]	Si o No	% masa quemada
360°	1,388	0,2311	1,15	SI	74,26

[7] **Tabla 5.14** Comprobación de autoinflamación a carga parcial 25% nueva configuración

Por lo tanto, este momento indica, dónde se producirá con mayor proximidad la autoinflamación de la mezcla. Con este dato, se hará un estudio avanzando en la combustión para saber en qué momento se encontrará la fracción de masa quemada cuando resten 1,16 ms de la misma.

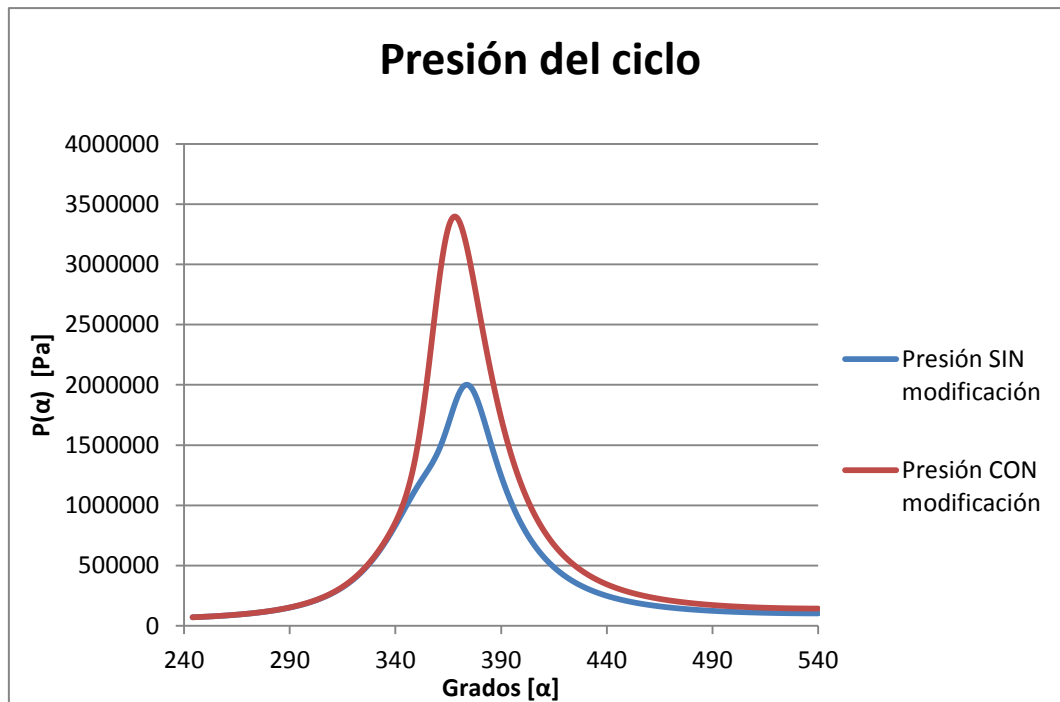
Tiempo restante [ms]	Porcentaje quemado
1,16	82,26 %

[7] **Tabla 5.15** Porcentaje de masa quemada a carga parcial 50% nueva configuración



Se puede por lo tanto afirmar que esta nueva configuración para el avance al encendido es idónea y sacará el mayor rendimiento al ciclo de trabajo en estas condiciones.

Se compararán las gráficas de presión del ciclo de aspiración sobrealimentado original y el ciclo sobrealimentado con la modificación al avance al encendido, ya que se podrá observar fácilmente cómo esta nueva configuración afecta al desarrollo del ciclo.



[7] **Figura 5.5** Comparativa a carga parcial 25% de las presiones tras modificación del adelanto al encendido

La primera impresión en la gráfica es la diferencia de presión y la forma de la curva de ambas gráficas. En la gráfica que mantiene la configuración original "presión SIN modificación" se observa un punto en el que la presión sufre de manera brusca un cambio. Esto se debe a que la combustión se hace en un rango angular muy pequeño y el cambio de presiones es súbito. A diferencia de la gráfica que corresponde a ese adelanto mayor en el encendido "presión CON modificación", se observa como se tiene una forma mucho más suave ya que dicha combustión se propaga en mayor tiempo, y libera calor de una manera más continua y suave. Además, se observa que el cambio en el adelanto afecta a cuando la curva toma su máximo valor, ya al comenzar tan temprano la combustión, ésta alcanza su punto máximo antes, ya que aún debe abarcar un gran ángulo hasta quemar el 100% de la mezcla aire-combustible.

## 5.6 COMPARATIVA DE RENDIMIENTOS DEL MOTOR

Tras analizar las nuevas actuaciones del motor, consecuencia directa de una modificación necesaria del ángulo del adelanto al encendido, el motor tendrá un rendimiento mejorado respecto a una configuración de aspiración normal.

El hecho de haber podido exprimir la combustión hasta el límite de la autoinflamación de la mezcla, da un plus al hecho de sobrealimentar el motor, es decir, no sólo se tendrá una potencia mayor, si no que se tendrá un rendimiento mejor, al aprovechar mejor la energía que entra en el motor en forma de combustible.

Con la siguiente tabla se van a comparar los rendimientos antes y después de la sobrealimentación, así como con la modificación del ángulo de avance al encendido:

% de carga del motor	100%	50%	25%
Motor atmosférico	31,66	15,78	7,88
Motor sobrealimentado	36,29	25,43	14,48

[7] **Tabla 5.16** *Tabla comparativa de rendimientos del motor antes y después de la sobrealimentación*

Como se podría vaticinar, los resultados del rendimiento del motor después de añadir las modificaciones necesarias de la sobrealimentación, son mejores que los del motor con una aspiración normal.

Con esto se cumple un objetivo marcado para este Trabajo Final de Grado, ya que es fundamental a la hora de que tenga sentido la adicción de un grupo turbocompresor, ya que no sólo se busca el aumento de potencia, sino también un mejor rendimiento.

## ***CAPÍTULO 6: ELECCIÓN DEL GRUPO TURBOCOMPRESOR***

Tras los estudios que han sido realizados sobre la sobrealimentación del motor, y el necesario anexo sobre el peligro de detonación de la mezcla, se pasará al último paso de este Trabajo Final de Grado: la elección del grupo turbocompresor.

Por lo tanto en este apartado se realizará un estudio, el cual ayudará a elegir dentro de la amplia gama de productos de la marca Garrett, el grupo turbocompresor más adecuado para las prestaciones del motor a estudio.

Dicho lo cual, se procede a realizar un pequeño estudio, donde el aumento de potencia deseado y el caudal de aire consumido por el turbo, serán los parámetros más importantes.

## 6.1 ESTUDIO DE SELECCIÓN DEL GRUPO TURBOCOMPRESOR

Se seguirá un método propuesto por la compañía Garrett, para obtener los parámetros principales que se tendrán en cuanto a la hora de seleccionar un grupo turbocompresor de su catálogo.

Se podrá prever que dicho grupo turbocompresor será uno de los más pequeños del mercado, ya que el motor a estudio no requiere un consumo de aire elevado, ya que la cilindrada es muy pequeña y por tanto el gasto másico de aire no será elevado.

En primer lugar, se calculará el gasto másico de aire por minuto de la siguiente manera:

$$W_a = HP \cdot \frac{1}{F} \cdot \frac{BSFC}{60}$$

[20] Ec. 6.1

Donde:

$W_a$  = Caudal de aire [lb/min].

$HP$  = Objetivo de potencia [CV].

$F$  = Dosado

$BSFC$  = Gasto de combustible [lb/CV·h].

De donde se obtiene:

$$W_a = 6,17 \text{ lb/min}$$

Una vez se ha obtenido el caudal de aire, se deberá calcular a partir de éste la presión que necesitaremos en el colector de admisión para obtener esta potencia del motor, para ello se utilizará la siguiente expresión:

$$Map_{req} = \frac{W_a \cdot R \cdot (460 + T_m) \cdot 2}{VE \cdot N \cdot V_d}$$

[20] Ec. 6.2

Donde:

$W_a$  = Caudal de aire [lb/min].

$R$  = Constante del gas

$T_m$  = Temperatura en el colector de admisión [F].

$VE$  = Eficiencia volumétrica.  $VE = 0.98$

$N$  = Velocidad de cigüeñal [rpm].

$V_d$  = Desplazamiento del motor [Cl].

Quedando:

$$Map_{req} = 21,06 \text{ psia}$$

Tras calcularse la presión necesaria en el colector de admisión, habrá que suponer una pérdida de la misma en el intercooler, por lo que se tendrá que calcular de nuevo la verdadera presión a la que el compresor del grupo turbocompresor tendrá que expulsar el aire. Por lo tanto:

$$P_{2C} = MAP + \Delta P_{p\acute{e}rdida} = 24,06 \text{ psia}$$

[20] Ec. 6.3

Donde:

$P_{2C}$  = Presión a la salida del compresor [psia].

$MAP$  = Presión en el colector de admisión [psia].

$\Delta P_{p\acute{e}rdida}$  = Pérdida de presión en el intercooler [psia].  $\Delta P_{p\acute{e}rdida} = 3 \text{ psia}$ .

Tras hallar la presión de salida del compresor, será necesaria la presión de entrada al mismo, para poder obtener la relación de compresión que existe en él. Como en el paso anterior, se supondrá una pérdida de presión a la entrada debido a la aceleración del aire al entrar en el circuito del grupo. Por simplificación se ha elegido la misma pérdida existente en el intercooler.

$$P_{1C} = P_{atm} + \Delta P_{p\acute{e}rdida} = 11,7 \text{ psia}$$

[20] Ec. 6.4

Donde:

$P_{1C}$  = Presión a la entrada del compresor [psia].

$P_{atm}$  = Presión de la atmósfera [psia].

$\Delta P_{p\acute{e}rdida}$  = Pérdida de presión en la entrada de aire [psia].  $\Delta P_{p\acute{e}rdida} = 3 \text{ psia}$ .

Con estos datos se podrá calcular la relación de compresión existente en el compresor:

$$\pi_c = \frac{P_{2C}}{P_{1C}} = 2,05$$

[21] Ec. 6.5

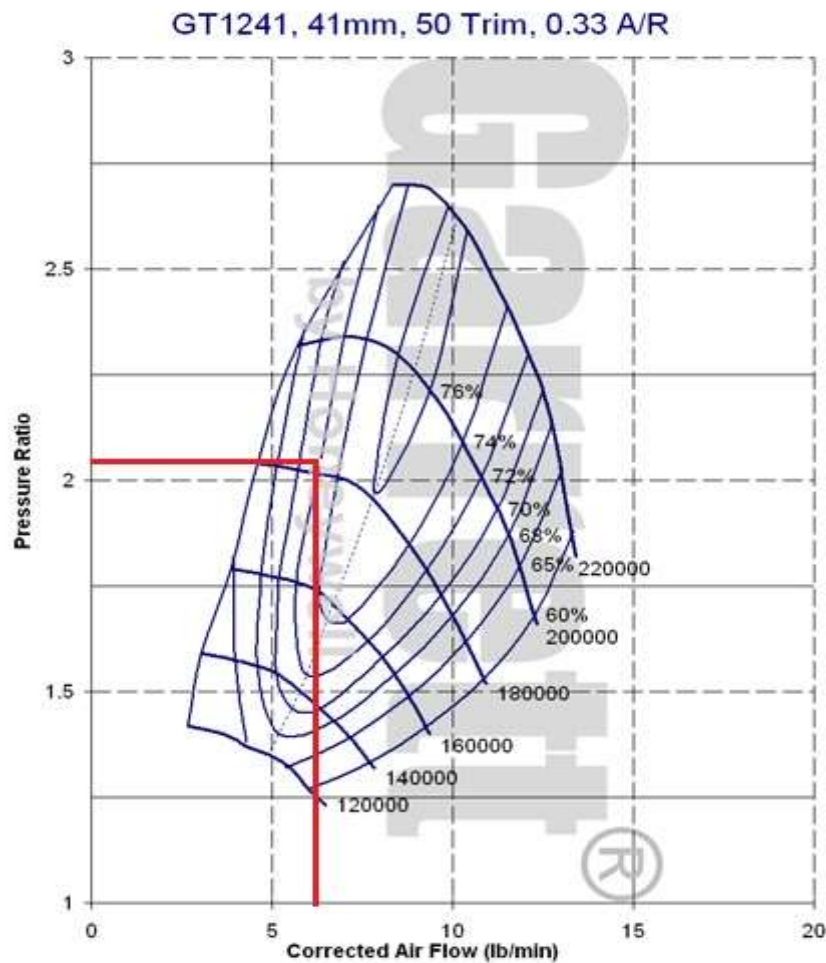
Finalizado el estudio de todos los parámetros necesarios para identificar el mejor grupo turbocompresor, se procede a buscar dentro del catálogo de la empresa Garrett, el grupo que mejor rendimiento dará para esta cilindrada, caudal de aire y relación de compresión en el compresor.

Tras comprobar turbos para cilindradas bajas, se decide que el modelo GT1241 de Garrett será la opción que mejor se adapta a las necesidades de la mejora de potencia estudiada en este Trabajo Final de Grado.



[20] **Figura 6.1** Grupo turbocompresor GT1241 Garrett

Tras conocer el turbo seleccionado, se comprobará que será adecuado viendo en que parte de las gráficas del turbo y la turbina estará situado el motor a estudio, y así comprobando que actuará en unos parámetros de funcionamiento adecuados.



[20] Figura 6.2 Curvas de rendimiento compresor de GT1241 Garrett

Con la relación de compresión existente, y el caudal de aire por minuto consumido por el compresor, se aprecia como el punto de funcionamiento será bueno y estará dentro de una correcta utilización del compresor, sin entrar éste en bloqueo. Con un rendimiento alrededor del 74%.

Como se aprecia en la Figura 6.1, este modelo de turbocompresor posee una válvula denominada “wastegate” que se encargará de liberar al compresor de una excesiva carga, es decir, cuando el motor esté funcionando a un régimen de giro muy alto, producirá un gasto de aire elevado, con lo que acelerará la turbina de sobremanera, por ello, es necesario “desperdiciar” parte de ese aire para evitar que el grupo turbocompresor se acelere demasiado y entre a trabajar fuera de su zona de buen rendimiento.

Esto es una buena manera de evitar el desprendimiento del compresor, lo cual podría ser catastrófico.

En la siguiente figura se valorará el rendimiento que tendrá la turbina en las mismas situaciones estudiadas anteriormente.



[20] Figura 6.3 Curva de rendimiento turbina GT1241 Garrett

Como se puede leer en la leyenda de la Figura 6.3, el máximo rendimiento es del 65% y viene representado por la línea de color rojo. Se ha representado en las condiciones de trabajo dónde se encontraría el motor trabajando. Se puede apreciar como estará cerca de ese punto de máximo rendimiento por lo que, se puede confirmar que la elección del turbo es más que correcta y asegurando un buen funcionamiento.

## 6.2 SELECCIÓN DEL INTERCOOLER

Al igual que en apartados anteriores se ha visto en qué zona de rendimiento funcionan tanto el compresor como la turbina, ahora se hará un estudio de cuán grande ha de ser el intercooler.

Ya que el grupo turbocompresor que se ha seleccionado es de la compañía Garrett, así se ha estipulado ha de ser el intercooler o intercambiador de calor.



El problema que se presenta es el siguiente: Dicha compañía sólo presenta intercambiadores de calor optimizados para motores que estén como mínimo en un rango de 180 caballos de vapor de potencia. Por lo tanto, el intercooler seleccionado será el primero y más pequeño de la gama.

Sin embargo y con objetivo de tener una buena optimización de dicho elemento de la modificación propuesta en este Trabajo Final de Grado, se calculará el área ideal que debería tener el intercooler, que se acoplaría entre la salida del compresor y el colector de admisión.

Es por ello que se hará un estudio de la transferencia de calor que ocurre en el proceso de enfriamiento del aire que sale del compresor, para así conocer las temperaturas con las que salen dichos fluidos.

En todo momento se considerará un intercambiador de calor aire-aire, donde el gas a refrigerar como el refrigerante será el aire.

El primer paso consistirá en calcular el calor intercambiado a partir de las temperaturas con las que el aire llega al intercooler y sale de él. En este apartado serán de apoyo datos sacados de la bibliografía [7], [26] para obtener los resultados, así como de la Sección 3.7:

$$q = \dot{m}_c \cdot c_{pa} \cdot (T_1 - T_2)$$

[22] Ec. 6.6

Donde:

$q$  = Calor intercambiado [J/s]

$\dot{m}_c$  = Masa de aire proveniente del compresor [kg/s]

$c_{pa}$  = Calor específico del aire a presión constante [J/K·Kg]

$T_1$  = Temperatura de entrada al intercooler [K]

$T_2$  = Temperatura de salida del intercooler [K]

Antes de realizar el cálculo, se debe tener en cuenta que de la bibliografía mencionada se han obtenido unos valores para las temperaturas, de entrada y salida del aire proveniente del compresor. Dicho esto, se tendrá una temperatura de entrada al intercooler  $T_1 = 105^\circ\text{C}$  y una salida de unos  $T_2 = 60^\circ\text{C}$  [27].

Conocidos estos datos, se podrá hallar el calor disipado por unidad de tiempo:

$$q = 2226.58 \text{ J/s}$$

Con este dato, y conociendo la eficiencia de un intercooler (se estima que es en torno a 90%), se podrá hallar el gasto másico necesario que debe traspasar el intercooler para enfriar el fluido que va por dentro de él, es decir, el futuro aire de admisión.

La gran eficiencia del intercooler se debe a que no existe una restricción en este Trabajo Final de Grado respecto a cuán grande debe ser para que quepa en el capo del coche. Si se tuviesen restricciones de espacio, dicha eficiencia no sería tan elevada.

$$\epsilon_{IC} = \frac{\dot{m}_a \cdot c_{pa} (T_1 - T_2)}{\dot{m}_r \cdot c_{pr} (T_{sr} - T_{er})}$$

[7] Ec. 6.7

Donde:

$\dot{m}_a$  = Gasto másico de aire del compresor [Kg/s].

$\dot{m}_r$  = Gasto másico del refrigerante en el intercambiador de calor [Kg/s].

$c_{pa}$  = Calor a presión constante del aire en la salida del intercambiador [J/Kg·K].

$c_{pr}$  = Calor a presión constante en la entrada del intercambiador del refrigerante [J/Kg·K].

$T_1$  = Temperatura a la salida del compresor [K].

$T_2$  = Temperatura a la salida del intercambiador de calor [K].

$T_{sr}$  = Temperatura salida del refrigerante [K].

$T_{er}$  = Temperatura entrada del refrigerante [K].

$\epsilon_{IC}$  = Eficiencia intercooler

Para la temperatura de salida del líquido refrigerante se estimará la misma en 80°C. En cambio para la de entrada, se tomará una temperatura de 25°C ya que es la misma que se estipuló para la entrada da aire del compresor desde la atmósfera.

Con todo ello, se tendrá un gasto másico de aire de la atmósfera de:

$$\dot{m}_r = 0,42395 \text{ Kg/s}$$

Una vez conocido este gasto másico y conociendo el tiempo por ciclo, se podrá conocer el gasto másico por ciclo termodinámico. Éste será:

$$m_r = 0,011 \text{ Kg}$$

Por lo tanto, conocido el gasto de aire de la atmósfera para el intercooler, y siendo conocido el dato de grosor del intercooler, se podrá estimar un área para poder disipar dicho calor y conseguir así esa reducción de temperatura en el aire de admisión.

Con un grosor de 0.11 m para el intercooler modelo **703521-6001 de Garrett** [20], se podrá estimar que el área necesaria sería:

$$A = \frac{m}{e \cdot \rho}$$

[22] Ec. 6.8

Donde:

A = Área necesaria del intercooler [m<sup>2</sup>]

m<sub>r</sub> = Masa de aire de la atmósfera [Kg]

e = Espesor del intercooler [m]

ρ = Densidad del aire [Kg/m<sup>3</sup>]

Quedando:

$$A = 0,1 \text{ m}^2$$

Por lo tanto se puede concluir que, con dicho área de intercooler se tendría un enfriamiento óptimo del aire destinado a la admisión.

# ***CAPÍTULO 7: CONCLUSIONES Y LÍNEAS FUTURAS DE ESTUDIO***

## **7.1 CONCLUSIONES**

Tras ser realizado este Trabajo Final de Grado, se pueden sacar unas ideas generales sobre los objetivos que se han alcanzado y que fueron propuestos en un principio:

- ✓ Aumento de potencia de un motor de baja cilindrada, tras la adición de un grupo turbocompresor. Downsizing.
- ✓ Estudio a diferentes cargas del motor: plena carga, carga parcial 50% y 25%.
- ✓ Estudio adicional de un adelanto al encendido adecuado, evitando así la autoinflamación de la mezcla.

- ✓ Ofrecer los motores de ignición forzada como una alternativa al motor diésel, y comprobar que es factible la adición de un grupo turbocompresor en ellos.
- ✓ Solucionar los problemas de contaminación promovidos por las partículas sólidas creadas por los motores de ignición espontánea.
- ✓ Aumento del rendimiento del motor a diferentes cargas.

Como se indicó en la presentación de este Trabajo Fin de Grado, había un aspecto importante a evitar y que cada vez tiene más peso y restricciones, a la hora de fabricar nuevos motores, la contaminación y el efecto invernadero. Además de la preocupación general existente alrededor de las reservas de petróleo y la extinción de las mismas.

Para ello, desde años atrás se están desarrollando y llevando a cabo maneras de buscar combustibles alternativos, de cara a suplir estos futuros problemas con la cantidad de combustibles fósiles, así como a reducir los contaminantes y el CO<sub>2</sub> principalmente.

Como ya se indicó también en la introducción de este Trabajo Final de Grado, evitar el uso de motores diésel favorece una mayor calidad del aire que se respira, además de disminuir una tasa existente de muertes relacionadas con estas partículas. Ya que como se habló en extensión, las partículas 2,5M que producen son un agente catalogado como carcinógeno. Por ello, desarrollar un motor de ignición forzada con los consumos de un motor diésel es algo atractivo para el mercado del automóvil a llevar a cabo en un futuro.

## 7.2 LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN

En este apartado se expondrán maneras que acercarán más, a esa idea de convertir al motor de ignición forzada en una alternativa buena y económica al motor diésel.

- Motores de mezcla pobre y mezcla estratificada: Se denomina motor de mezcla pobre a un motor de combustión interna alternativo en el que no es necesario que la mezcla sea estequiométrica como ya se vió en la Sección 2.3.2, es decir, que tenga unas proporciones más o menos fijas de aire y combustible, por lo que pueden funcionar con dosados relativos menores a la unidad [23].

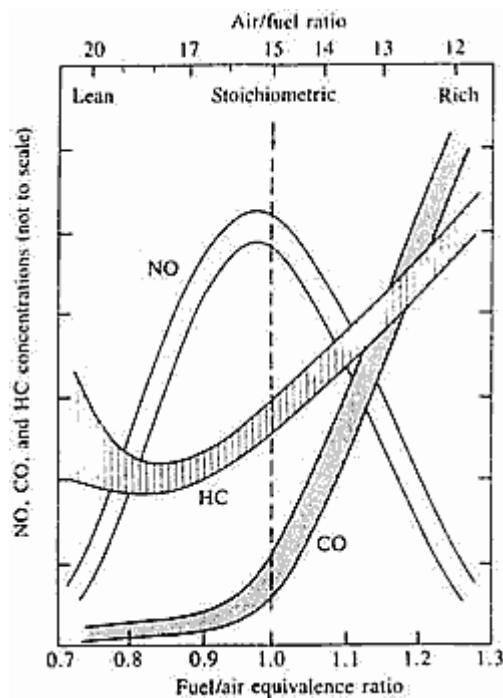
Además de esto, los motores de ignición forzada sufren pérdidas por bombeo, a consecuencia de la succión que se produce tras la pérdida de carga existente en la mariposa. Ya que es la mariposa, la que restringe el paso de aire en la admisión y con lo que se regula la carga del motor. Todo esto se traduce en un aumento del gasto de combustible ya que éste no se aprovecha al máximo,

excepto cuando el motor se encuentra a plena carga (mariposa completamente abierta sin generar pérdidas de carga).

Respecto a la mezcla estratificada, es una técnica que consiste en tener varios puntos de admisión, ya que una mezcla pobre podría presentar problemas de encendido ya que la cantidad de aire sea excesiva para la cantidad de combustible. En detalle, se trata de enriquecer la zona de la bujía para así asegurar un buen encendido de la mezcla, y el resto del combustible repartirlo por la cámara de combustión en proporciones mucho menores o casi nulas de gasolina. Hay dos variantes, donde el inyector está cerca de la bujía o la alternativa, que consiste en tener el inyector cerca de la entrada del cilindro (cabeza del mismo) [23].

La idea de futuro de este sistema se basa en un consumo bajo cuando el motor trabaja a una carga de crucero, para así quemar por completo el combustible (aprovechamiento máximo) y cuando se le exija más potencia al motor, sólo se tendría que enriquecer la mezcla.

De cara a las emisiones, el hecho de quemar el combustible de una manera eficiente, ayuda a rebajarlas, en especial los óxidos de nitrógeno, ya que el tener una mezcla estequiométrica favorece su formación y con este nuevo cambio, obtendríamos una menor cantidad de estos óxidos. Además, los óxidos de carbono y los hidrocarburos se verían mitigados como se puede ver en la Figura 7.1:



[21] Figura 7.1 Relación del dosado con las emisiones

- Sustituir el biodiesel por bioalcoholes: Aunque hoy por hoy se utilicen estas dos fuentes como sustitutos o aditivos principales para los dos combustibles más comunes, son los bioalcoholes los que presentan una mayor ventaja en relación a este Trabajo Final de Grado.

Mientras que para el biodiesel son utilizadas las semillas de las plantas y su posterior tratamiento de refinación para obtener los aceites, para mezclar este combustible con el diésel puro, los bioalcoholes gozan de la ventaja competitiva de que para obtenerlos se pueden utilizar la planta entera, no sólo la semilla. Es decir, la caña de azúcar uno de las principales fuentes podría ser utilizada por completo para producir biobutanol (bioalcohol similar al biodiesel, ya que puede ser utilizado por completo y en solitario en un motor de gasolina). Es por ello, que la diferencia fundamental entre los bioalcoholes y el biodiesel reside en cuan bien es aprovechada la planta de la que provienen ambos combustibles [24], [25].

Por otro lado y de una manera paralela a este Trabajo Final de Grado, cabe hacer referencia al alto grado de octanaje del bioalcohol. Este dato es muy importante, ya que como se vio en la Sección 5.3 el número de octanos es determinante a la hora de calcular el tiempo de autoignición de la mezcla. Es por ello, que un bioalcohol mezclado con gasolina ayudará a tener una configuración más agresiva del motor, pudiendo tener una relación de compresión mayor, o como se estudió en el presente proyecto, adelantar ese adelanto al encendido que daría un mayor rendimiento al motor.

Además, los bioalcoholes dan lugar a combustiones de la mezcla de aire combustible más rápidas (menor tiempo de combustión), lo que evitaría de nuevo que se produjese una autoinflamación de la mezcla contenida en el cilindro.

## **REFERENCIAS**

[1] Iniciativas para reducir el número de coches diésel. 20 minutos:

<http://www.20minutos.es/noticia/2276389/0/coches-diesel/desaparicion/contaminacion/>

[2] Problemas filtro de partículas en motores diésel. Motorpasion:

<http://www.motorpasion.com/compactos/el-ocaso-del-diesel-los-inconvenientes-del-filtro-de-particulas>

[3] Mortalidad relacionada con la contaminación de motores diésel. Estudio del Instituto de Salud Carlos III. El país:

[http://elpais.com/diario/2011/01/05/madrid/1294230254\\_850215.html](http://elpais.com/diario/2011/01/05/madrid/1294230254_850215.html)

[4] Comunicado globales de política para vehículos y combustibles más limpios. The international council of clean transportation:

[http://www.theicct.org/sites/default/files/HealthRoadmap\\_FactSheet%20SP\\_final.pdf](http://www.theicct.org/sites/default/files/HealthRoadmap_FactSheet%20SP_final.pdf)

[5] Prevención de la mortalidad por partículas peligrosas. Prevención integral:

<http://www.prevencionintegral.com/actualidad/editorial/2014/05/02/que-deberiamos-estar-haciendo-para-prevenir-enfermedades-causa-sustancias-peligrosas>

[6] Artículo “El fenómeno Downsizing” en el mecánico opina:

<http://www.tumecanicoopina.com/component/content/article/35-articulos-coches/reportajes/89-fenomeno-downsizing>

[7] “MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS”. F.Payri ; J.M. Desantes. Universitat de València. Editorial Reverté. Edición 2014.

[8] Documento de la Ficha Técnica motor AWY de Volkswagen:

<http://wikisanroque.wikispaces.com/file/view/-Motor+gasolina+3+cilindros+de+1.2+L+VW.pdf>

[9] Elaboración propia

[10],[11],[12] Google imágenes [on line]

[13] APUNTES DE PROYECTO FINAL DE CARRERA MOTOR ALTERNATIVO. PEDRO ACISCLO RODRÍGUEZ AUMENTE. DEPARTAMENTO INGENIERÍA TÉRMICA.

[14], [15] , [16], [17], [18] Google imágenes [on line]



[19] Google imágenes [on line]

[20] Página oficial de Garrett:

<http://www.turbobygarrett.com>

[21] APUNTES ASIGNATURA INTRODUCCIÓN A LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS. ÁREA INGENIERÍA TÉRMICA.

[22] INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. Fundamentals of heat and mass transfer. John Wiley and Sons, 6th edition. 2007.

[23] Motor de mezcla pobre. Wikipedia:

[http://es.wikipedia.org/wiki/Motor de mezcla pobre](http://es.wikipedia.org/wiki/Motor_demezcla_pobre)

[24] Biodiesel. Waste Ideal:

<http://waste.ideal.es/biodiesel.htm>

[25] Biocarburante. Wikipedia:

<http://es.wikipedia.org/wiki/Biocarburante>

[26] El intercooler, qué es y cómo funciona. Noticias coches:

<http://noticias coches.com/consejos/intercooler-que-es-y-como-funciona/160303>

[27] Intercooler. Wikipedia:

<http://es.wikipedia.org/wiki/Intercooler>

[28] Introducción a los motores de combustión interna alternativos. Universidad de Valladolid:

[https://alojamientos.uva.es/guia\\_docente/uploads/2012/389/51445/1/Documento.pdf](https://alojamientos.uva.es/guia_docente/uploads/2012/389/51445/1/Documento.pdf)